

TRABAJO DE FIN DE GRADO:

**ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UN RECEPTOR
SOLAR EXTERIOR CON SODIO LÍQUIDO**



Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

Leganés, 26 de septiembre de 2017

Autor: Daniel López Dalmau

Tutora: María de los Reyes Rodríguez Sánchez

RESUMEN

El sodio reúne varias condiciones atractivas para funcionar en una planta de energía termosolar de concentración ya que cuenta con un bajo punto de fusión (97°C), alto punto de ebullición (873°C) y elevado coeficiente de convección interna. De hecho demostró ser un fluido eficiente en las instalaciones de IEA-SSPS en Almería en los años 80. Sin embargo, es altamente explosivo en contacto con agua o vapor de agua, lo que ya provocó un accidente en la mencionada instalación en 1986. Este accidente hizo que se frenara la investigación de los metales líquidos, pero se ha reactivado su interés en los últimos años.

Sabiendo que existen ciertos riesgos y limitaciones a superar, el presente proyecto tiene como objetivo analizar el potencial del uso de sodio líquido en el receptor exterior de una torre de concentración solar.

Se lleva a cabo una comparación de las propiedades del sodio y otros fluidos de trabajo (aceites, sales fundidas y gases) así como de su comportamiento termodinámico en el receptor de la torre en distintos rangos de temperatura. Para la resolución de los cálculos se diseña un programa matemático en Matlab 2015 que simula el funcionamiento del receptor solar.

Posteriormente se estudia el efecto de cada fluido en el ciclo generador de potencia Rankine, elaborando un sencillo modelo en el software Cyclepad. De este modo se obtiene el rendimiento global de la planta, producto de los rendimientos de los heliostatos ($\sim 50\%$), receptor y ciclo de potencia.

Adicionalmente se revisan dos tipos de almacenamiento del fluido de trabajo: en 2 tanques (sistema en operación) y en un solo tanque (opción futura).

Los resultados de este trabajo muestran como calentando el Sodio hasta los 800°C , se obtiene un rendimiento global de la planta del 15%, en torno a 3% más que con las Sales Solares (producto más utilizado en el mercado). Por otro lado, si la tecnología de almacenamiento en un tanque evoluciona positivamente, el Sodio alcanzaría costes de almacenamiento muy competitivos. Por tanto, si sus limitaciones logran ser superadas, el Sodio podría ser una alternativa con gran potencial para futuras plantas termosolares.

ABSTRACT

Sodium gathers some attractive conditions to work in a Concentration Solar Plant (CSP) as it has a low melting point (97°C), high boiling point (873°C) and a high internal convective coefficient. In fact, it proved to be an efficient fluid in the IEA-SSPS facilities in Almería in the 80's. Nevertheless, it is highly explosive in contact with water or steam, what caused an accident in the mentioned facility in 1986. This accident slowed the investigation on liquid metals, but it has reawakened in the last years.

Knowing that there are some risks and limitations to overcome, the present project aims to analyze the potential of using sodium in a Central Receiver System (CRS).

A comparison between the properties of Sodium and other heat transfer fluids (HTFs) such as oils, molten salts and gases, and between their thermodynamic behavior in the tower receiver in several temperature ranges is carried out. For the resolution, a mathematical program is designed in Matlab 2015 to simulate the receiver's performance.

Subsequently there is a study of the effect of each HTF in the power block (Rankine cycle), elaborating a simple model in the software Cyclepad. That way it is obtained the global performance of the plant, product of the heliostat field (~50%), receiver and power block efficiencies.

Additionally, two types of thermal storage are reviewed, the two tank storage (most common system) and the one tank system (option for the future).

The results of this project showed how heating Sodium up to 800°C, it generates a plant global efficiency of 15%, around 3% more than Solar Salts (most used HTF). On the other side, if the one tank storage system evolves positively, Sodium would reach very competitive storage costs. For that, if its limitations can be surpassed, Sodium could be a serious candidate to operate in CRS plants of the future.

ÍNDICE

RESUMEN	1
Lista de Figuras	5
Lista de Tablas	7
Nomenclatura	9
1. Introducción	14
1.1. Motivación y contexto	14
1.2. Definición de la planta.....	17
1.2.1. Campo Solar: Heliostatos.....	18
1.2.2. Receptor solar	19
1.2.3. Almacenamiento	21
1.2.4. Bloque de potencia.....	22
1.3. Estructura del trabajo.....	22
2. Fluidos de trabajo en el receptor	23
2.2. Sodio.....	23
2.3. Aceite térmico (Therminol VP1).....	24
2.4. Sales Fundidas.....	25
2.4.1. Hitec	25
2.4.2. Sales Solares	25
2.5. Gases.....	26
2.5.1. Aire	26
2.5.2. Dióxido de carbono.....	26
2.5.3. Hidrógeno.....	26
2.6. Comparación de propiedades	27
2.6.1. Densidad.....	27
2.6.2. Calor Específico.....	28
2.6.3. Conductividad.....	29
2.6.4. Viscosidad	30
3. Modelo	31
3.2. Receptor Solar	31
3.2.1. Geometría y material.....	32
3.2.2. Consideraciones para el cálculo del receptor.....	33
3.2.3. Mapa de flujo de calor solar	36
3.2.4. Proceso iterativo	37
3.3. Bloque de potencia	47

3.4.	Almacenamiento.....	50
3.4.1.	Coste medio de almacenamiento	52
3.4.2.	Volumen de almacenamiento	52
4.	Resultados.....	54
4.2.	Receptor Solar	54
4.2.1.	Sodio vs Aceite térmico	56
4.2.2.	Sodio vs Gases	59
4.2.3.	Sodio vs Sales Fundidas	61
4.2.4.	Resumen	70
4.3.	Bloque de potencia	74
4.4.	Almacenamiento.....	80
5.	Conclusiones	86
5.2.	Resultados	86
5.3.	Coste del proyecto	87
5.4.	Crítica a los resultados	87
5.5.	Líneas futuras de estudio.....	88
ANEXOS	89
	Simulación del Receptor en Matlab	89
	Funciones Matlab.....	93
	Transformación de la matriz de flujo de calor	93
	Propiedades termofísicas	93
	Coeficiente U_{ext}	94
	Coeficiente U_{int}	94
	Pérdidas en el receptor	94
BIBLIOGRAFÍA	95

Lista de Figuras

Figura 1.1: Previsión de consumo energético hasta 2035.....	14
Figura 1.2: Capacidad mundial de energía termosolar entre 2005 y 2015 según REN21	15
Figura 1.3: Tipos de planta termosolar: (A) Torre solar, (B) cilindro parabólico, (C) Fresnel lineal y (D) disco parabólico.....	16
Figura 1.4: Esquema del funcionamiento de una torre solar.....	17
Figura 1.5: Heliostato planta termosolar.....	18
Figura 1.6: Campo de heliostatos en la planta Gemasolar.....	18
Figura 1.7: Vista satélite de la planta Gemasolar en Sevilla (Google Maps).....	19
Figura 1.8: Receptor externo de la planta Crescent Dunes (EEUU).....	20
Figura 1.9: Receptor tipo cavidad Abengoa Solar (España).....	20
Figura 1.10: Tanque de almacenamiento térmico.....	21
Figura 1.11: Turbina de vapor.....	22
Figura 2.1: Comparación de densidades.....	27
Figura 2.2: Comparación de calores específicos.....	28
Figura 2.3: Comparación de conductividades.....	29
Figura 2.4: Comparación de viscosidades.....	30
Figura 3.1: (a) Receptor solar externo con un panel de tubos despegado para visualización, (b) Vista transversal del receptor	31
Figura 3.2: Esquema de circulación del fluido en el receptor.....	34
Figura 3.3: Temperaturas en una sección transversal de tubo.....	35
Figura 3.4: Mapa de flujo de calor solar utilizado para el cálculo.....	36
Figura 3.5: Transformación de matrices: (a) 43 x 108 y (b) 43 x 18.....	37
Figura 3.6: Transformación matriz a vector: (a) 43 x 18, (b) 43 x 9 y (c) vector 1 x 387.....	37
Figura 3.7: Esquema y circuito térmico de una porción de tubo.....	40
Figura 3.8: Diagrama de flujo proceso iterativo.....	46
Figura 3.9: Esquema y diagrama T-s ciclo Rankine.....	47

Figura 3.10: Esquema del almacenamiento en 2 tanques (Single-medium).....	50
Figura 3.11: Esquema del almacenamiento en 1 tanque (Dual-medium) y ciclo de potencia...51	
Figura 3.12: Esquema del almacenamiento en 1 tanque (Dual-medium).....	51
Figura 4.1: Variación de potencias a lo largo de los tubos.....	55
Figura 4.2: Pérdida de carga del sodio y del aceite térmico.....	57
Figura 4.3: Comparación de temperaturas del Sodio y del Aceite.....	57
Figura 4.4: Pérdida de carga del sodio y de los gases.....	59
Figura 4.5: Comparación de temperaturas del Sodio y de los gases.....	60
Figura 4.6: Pérdida de carga del sodio y de las sales fundidas.....	62
Figura 4.7: Comparación de temperaturas del Sodio y de las sales fundidas.....	63
Figura 4.8: Pérdida de carga del sodio y las Sales Solares en el receptor.....	65
Figura 4.9: Comparación de temperaturas del Sodio y de las Sales Solares.....	66
Figura 4.10: Parámetros del Sodio en distintos rangos de temperatura: (a) pérdida de carga, (b) gasto másico, (c) coeficiente h y (d) eficiencia en el receptor.....	68
Figura 4.11: Comparación de temperaturas del Sodio en distintos rangos de temperatura.....	68
Figura 4.12: Comparación de las pérdidas del receptor en distintos rangos de temperatura.....	69
Figura 4.13: Coeficiente de convección interna.....	71
Figura 4.14: Pérdida de carga en los tubos del receptor.....	71
Figura 4.15: Gasto másico de fluido que circula por el receptor.....	72
Figura 4.16: Rendimiento del receptor.....	72
Figura 4.17: Potencia absorbida en el receptor.....	73
Figura 4.18: Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple.....	74
Figura 4.19: Diagrama T-s del ciclo Rankine n°1 en Cyclepad.....	76
Figura 4.20: Potencia neta generada.....	78
Figura 4.21: Rendimientos.....	79
Figura 4.22: Energía específica.....	83

Figura 4.23: Energía por unidad de volumen.....	83
Figura 4.24: Costes de almacenamiento.....	84

Lista de Tablas

Tabla 2.1: Ratio densidades.....	27
Tabla 2.2: Ratio calores específicos.....	28
Tabla 2.3: Ratio conductividades.....	29
Tabla 2.4: Ratio viscosidades.....	30
Tabla 3.1: Datos geométricos preliminares.....	32
Tabla 3.2: Propiedades Inconel 625.....	33
Tabla 4.1: Comparación del Sodio y del Aceite térmico en el receptor.....	56
Tabla 4.2: Variación de temperaturas del Sodio y del Aceite.....	57
Tabla 4.3: Comparación del Sodio y de los gases en el receptor.....	59
Tabla 4.4: Variación de temperaturas del Sodio y de los gases.....	60
Tabla 4.5: Comparación del Sodio y de las sales fundidas en el receptor.....	62
Tabla 4.6: Variación de temperaturas del Sodio y de las sales fundidas.....	63
Tabla 4.7: Comparación del Sodio y las Sales Solares en el receptor.....	65
Tabla 4.8: Variación de temperaturas del Sodio y de las sales solares.....	66
Tabla 4.9: Comparación del Sodio en el receptor en los rangos 285-600 285-700 y 285-800°C	67
Tabla 4.10: Variación de temperaturas del Sodio en los rangos 285-600 285-700 y 285-800°C...	69
Tabla 4.11: Comparación global de los parámetros termodinámicos en el receptor.....	70
Tabla 4.12: Puntos del ciclo Rankine nº1.....	73
Tabla 4.13: Puntos del ciclo Rankine nº2.....	76
Tabla 4.14: Puntos del ciclo Rankine nº3.....	76
Tabla 4.15: Puntos del ciclo Rankine nº4.....	77
Tabla 4.16: Puntos del ciclo Rankine nº5.....	77

Tabla 4.17: Resultados del bloque de potencia.....	78
Tabla 4.18: Precio de los fluidos de trabajo y del material de relleno.....	80
Tabla 4.19: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-515°C.....	80
Tabla 4.20: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-580°C.....	81
Tabla 4.21: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-600°C.....	81
Tabla 4.22: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-700°C.....	81
Tabla 4.23: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-800°C.....	82
Tabla 4.24: Resultados Almacenamiento.....	82
Tabla 5.1: Presupuesto del proyecto.....	87

Nomenclatura

$a \equiv$ factor matemático

$A_{\text{tubo}} \equiv$ área de la porción de tubo (m^2)

$b_{\text{inicial}} \equiv$ separación entre tubos inicial (m)

$b \equiv$ separación entre tubos recalculada (m)

$B \equiv$ factor geométrico

$Bi \equiv$ n° de Biot

$C_p \equiv$ calor específico $\left(\frac{\text{J}}{\text{kgK}}\right)$

$C_{p,m_f} \equiv$ calor específico del fluido de trabajo $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)$

$C_{p,m_r} \equiv$ calor específico del material de relleno $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)$

$\text{coste}_{\text{single-medium}} \equiv$ coste del almacenamiento en 2 tanques $\left(\frac{\text{€}}{\text{kWh}}\right)$

$\text{coste}_{\text{dual-medium}} \equiv$ coste del almacenamiento en 1 tanque $\left(\frac{\text{€}}{\text{kWh}}\right)$

$\text{coste}_f \equiv$ coste del fluido de trabajo $\left(\frac{\text{€}}{\text{kg}}\right)$

$C_{\text{single-medium},m} \equiv$ energía específica para sistema de 2 tanques $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$C_{\text{dual-medium},m} \equiv$ energía específica para sistema de 1 tanque $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

$C_{\text{single-medium},v} \equiv$ energía por unidad de volumen para sistema de 2 tanques $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}\right)$

$C_{\text{dual-medium},v} \equiv$ energía por unidad de volumen para sistema de 1 tanque $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}\right)$

$D_{\text{torre}} \equiv$ diámetro de la torre (m)

$D_{\text{ext}} \equiv$ diámetro externo de los tubos (m)

$e \equiv$ espesor de los tubos (m)

$E_{\text{tubos}} \equiv$ módulo de elasticidad de los tubos (Pa)

$f \equiv$ factor de fricción

$F_{gt} \equiv$ factor de visión

$g \equiv$ gravedad $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

$Gr \equiv$ n° de Grashof

$h \equiv$ coeficiente de convección interna $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

$h_{cn} \equiv$ coeficiente de transferencia de calor por convección natural $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

$h_i \equiv$ entalpía en el punto del ciclo correspondiente $\left(\frac{J}{kg}\right)$

$K \equiv$ conductividad $\left(\frac{W}{mK}\right)$

$K_{tubos} \equiv$ conductividad de los tubos $\left(\frac{W}{mK}\right)$

$L_{tubo} \equiv$ longitud de los tubos (m)

$L_{panel} \equiv$ longitud de los paneles (m)

$L_{porción} \equiv$ longitud de la porción de tubo estudiada (m)

$\dot{m}_{tubo} \equiv$ flujo másico de fluido en el tubo $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m} \equiv$ flujo másico de fluido en el receptor $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$\dot{m}_{anterior} \equiv$ flujo másico de fluido en el receptor antes de iterar (kg/s)

$\dot{m}_{nuevo} \equiv$ flujo másico de fluido en el receptor después de iterar (kg/s)

$\dot{m}_{agua} \equiv$ flujo másico de agua en el bloque de potencia (kg/s)

$N_{paneles} \equiv$ n° de paneles

$N_{tubos} \equiv$ n° de tubos por panel

$Nu \equiv$ n° de Nusselt

$n \equiv$ exponente de Sleicher y Rouse

$Pr \equiv$ n° de Prandtl

$P_c \equiv$ perímetro de contorno

$\Delta p \equiv$ pérdida de carga (Pa)

$q''_{helio} \equiv$ flujo de calor de los heliostatos incidente en la porción de tubo $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$Q_{helio} \equiv$ calor de los heliostatos incidente en la porción de tubo (W)

$Q_{absor} \equiv$ calor absorbido por el fluido en la porción de tubo (W)

$Q_{receptor} \equiv$ calor absorbido por el fluido en el receptor (W)

$Q_{tubo} \equiv$ calor absorbido por un tubo que recorre los 9 paneles de medio receptor (W)

$Q_{cn} \equiv$ calor perdido por convección natural (W)

$Q_{tubos-aire} \equiv$ potencia perdida por emisión en una porción (W)

$Q_{ref} \equiv$ potencia perdida por reflexión en una porción (W)

$Q_{rad} \equiv$ potencia perdida por radiación en una porción (W)

$Q_{absor,anterior} \equiv$ potencia absorbida en una porción antes de iterar (W)

$Q_{absor,nuevo} \equiv$ potencia absorbida en una porción después de iterar (W)

$\dot{Q}_{int} \equiv$ calor específico absorbido en el intercambiador del bloque de potencia $\left(\frac{J}{kg}\right)$

$\dot{Q}_{condensador} \equiv$ calor específico cedido en el condensador del bloque de potencia $\left(\frac{J}{kg}\right)$

$Ra \equiv$ n° de Rayleigh

$Re \equiv$ n° de Reynolds

$R_{conv,int} \equiv$ resistencia de convección interna $\left(\frac{K}{W}\right)$

$R''_{ens} \equiv$ factor de ensuciamiento $\left(\frac{m^2 K}{W}\right)$

$R_{ens} \equiv$ resistencia de ensuciamiento $\left(\frac{K}{W}\right)$

$R_{k,tubo} \equiv$ resistencia de conducción $\left(\frac{K}{W}\right)$

$R_{tot,int} \equiv$ resistencia total interna $\left(\frac{K}{W}\right)$

$R_{tot,ext} \equiv$ resistencia total externa $\left(\frac{K}{W}\right)$

$R_{tubo-aire} \equiv$ resistencia térmica entre los tubos y el ambiente $\left(\frac{K}{W}\right)$

$T \equiv$ temperatura de fluido (K)

$T_{s,int} \equiv$ temperatura superficial de tubo interna (K)

$T_{s,ext} \equiv$ temperatura superficial de tubo externa (K)

$T_1 \equiv$ temperatura de entrada en la porción (K)

$T_2 \equiv$ temperatura de salida en la porción (K)

$T_{aire} \equiv$ temperatura media del aire alrededor de los tubos (K)

$T_{amb} \equiv$ temperatura del ambiente (K)

$\Delta T \equiv$ diferencia de temperaturas en el rango de operación del fluido (°C)

$UTS \equiv$ Tensión Última de Rotura (Ultimate Tensile Strength) de los tubos (Pa)

$U_{int} \equiv$ coeficiente de transferencia de calor interno $\left(\frac{m^2 K}{W}\right)$

$U_{ext} \equiv$ coeficiente de transferencia de calor externo $\left(\frac{m^2 K}{W}\right)$

$v \equiv$ velocidad del fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$

$W_{panel} \equiv$ anchura de los paneles (m)

$\dot{W}_{bomba} \equiv$ trabajo específico introducido en la bomba $\left(\frac{J}{kg}\right)$

$\dot{W}_{turbina} \equiv$ trabajo específico generado en la turbina $\left(\frac{J}{kg}\right)$

$W_{neto} \equiv$ potencia neta producida en el bloque de potencia (W)

Letras griegas

$\alpha_{tubos} \equiv$ absortividad de los tubos

$\alpha_t \equiv$ coeficiente de expansión térmica de los tubos $\left(\frac{1}{K}\right)$

$\alpha \equiv$ difusividad térmica $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

$\beta \equiv$ coeficiente de expansión térmica $\left(\frac{1}{K}\right)$

$\varepsilon_{aire} \equiv$ emisividad del aire

$\varepsilon_{ef} \equiv$ emisividad efectiva de los tubos

$\varepsilon_{tubos} \equiv$ emisividad de los tubos

$\epsilon \equiv$ factor de vacío

$\eta_{\text{ciclo}} \equiv$ rendimiento del ciclo Rankine

$\eta_b \equiv$ rendimiento de la bomba

$\eta_t \equiv$ rendimiento de la turbina

$\eta_{\text{receptor}} \equiv$ rendimiento del receptor solar

$\eta_{\text{helio}} \equiv$ rendimiento del campo de heliostatos

$\rho \equiv$ densidad $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$\rho_f \equiv$ densidad del fluido de trabajo $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$\rho_r \equiv$ densidad del material de relleno $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$\sigma \equiv$ constante de Steffan Boltzmann

$\sigma_{th} \equiv$ estrés térmico (Pa)

$\vartheta \equiv$ viscosidad cinemática $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$

$\vartheta_{p,\text{tubos}} \equiv$ coeficiente de Poisson de los tubos

$\mu \equiv$ viscosidad (Pa.s)

Abreviaciones y subíndices

$H \equiv$ Hitec

$SS \equiv$ Sales solares

Na ó $S \equiv$ Sodio

$SM \equiv$ Single – medium

$DM \equiv$ Dual – medium

$Absor \equiv$ Absorbido

$Cn \equiv$ Convección natural

$rad \equiv$ Radiación

$int \equiv$ interior

$ext \equiv$ exterior

1. Introducción

1.1. Motivación y contexto

La situación de cambio climático vivida en nuestro planeta es en parte generada por las crecientes emisiones de dióxido de carbono. La acumulación progresiva de este gas en la atmósfera tiene como inevitable consecuencia una subida de la temperatura terrestre, el derretimiento de los polos y la aparición de fenómenos climáticos extremos en la Tierra. Al menos el 90% de las emisiones de CO₂ son originadas por la combustión de combustibles fósiles para generación de energía y el sector del transporte [1] y la demanda energética aumenta año tras año. Estas fuentes de energía no son ilimitadas y para controlar la grave situación de contaminación mundial y prevenir la escasez energética es imprescindible el desarrollo de tecnologías de generación de energía limpia y de fuentes inagotables, como por ejemplo la energía termosolar. Los retos de este tipo de tecnologías son elevar su rendimiento y reducir sus altos costes, por ello se investiga en este trabajo los posibles beneficios de utilizar sodio por delante de otros fluidos en el receptor de la torre de una planta de concentración solar.

En los próximos años está previsto un aumento del consumo energético mundial, en parte provocado por el impresionante crecimiento demográfico de países como China e India. Según BP Energy Outlook 2017 [2] la demanda energética aumentará un 30% en los próximos 30 años.

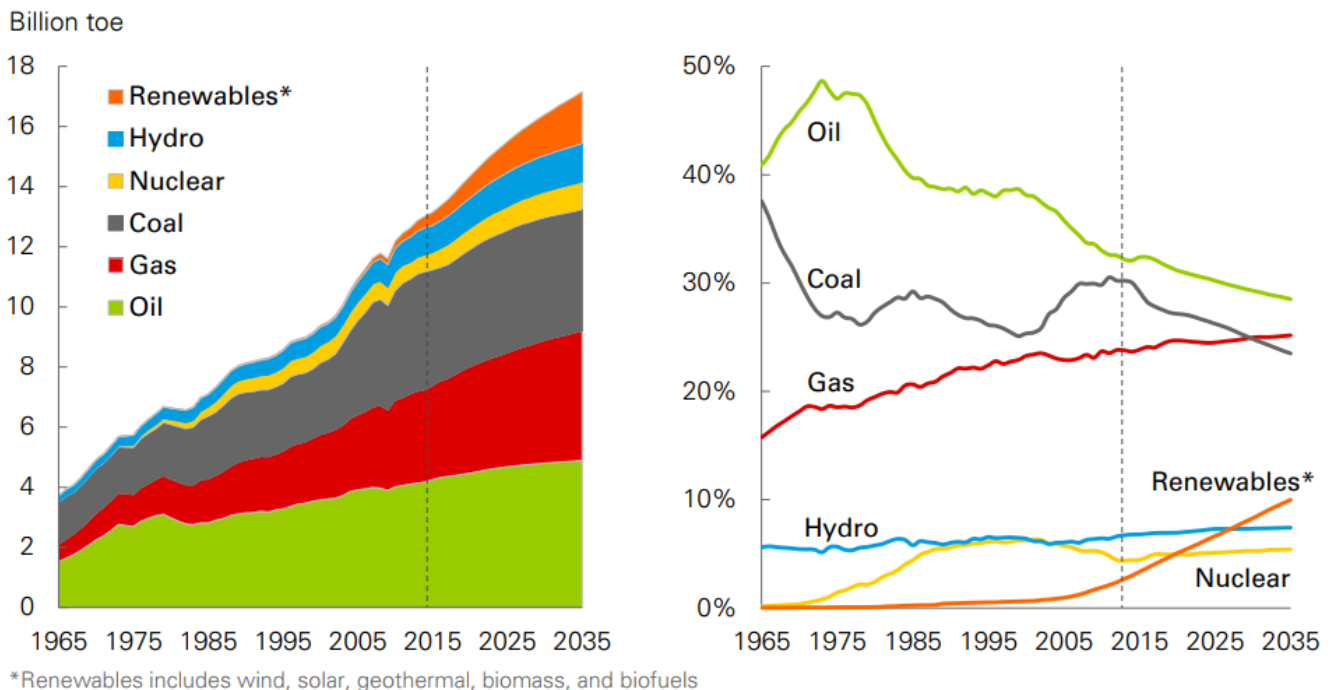


Figura 1.1: Previsión de consumo energético hasta 2035 (tomada de BP Energy Outlook)

En la figura 1.1 se observa como el carbón, el gas y el petróleo seguirán siendo las principales fuentes de consumo en el año 2035, con un 20, 25 y 30% del consumo energético respectivamente.

Estas fuentes de energía no pueden cubrir la demanda energética de nuestro planeta eternamente y son altamente contaminantes, por este motivo, para asegurar la sostenibilidad de nuestro planeta es necesario el desarrollo de fuentes de energía renovable. Se puede observar una transición gradual a lo largo de los años, donde la proporción de petróleo y carbón descende en 2035, mientras que el gas y las renovables tienen una tendencia ascendente. Según la previsión de BP, dentro de 18 años energías renovables como la eólica, solar, geotérmica, biomasa y biocombustibles cubrirán más de un 10% de la demanda energética. Otras instituciones como la IEA (International Energy Agency), generalmente conservadora en sus previsiones, estiman que en 2050 la energía solar será capaz de generar hasta el 27% de la electricidad mundial, más que cualquier otro tipo de energía [3]. El 16% estaría cubierto por la energía fotovoltaica, y el 11% restante por la energía solar de concentración o energía termosolar.

Teniendo en cuenta que se prevé un aumento en su consumo y que es una energía limpia que proviene de una fuente inagotable como el Sol, se decide realizar el trabajo sobre la energía solar de concentración. Respecto a la energía fotovoltaica tiene la ventaja de poder almacenar la energía de forma térmica, método mucho más económico que el almacenamiento en baterías eléctricas.

La energía termosolar es aquella que utiliza el calor del Sol para generar energía eléctrica. Empezó a desarrollarse en los años 80, sin embargo, el interés en estas plantas renace en 2006, particularmente en España por medidas gubernamentales que exigían un porcentaje mínimo en su mezcla de energía [1].

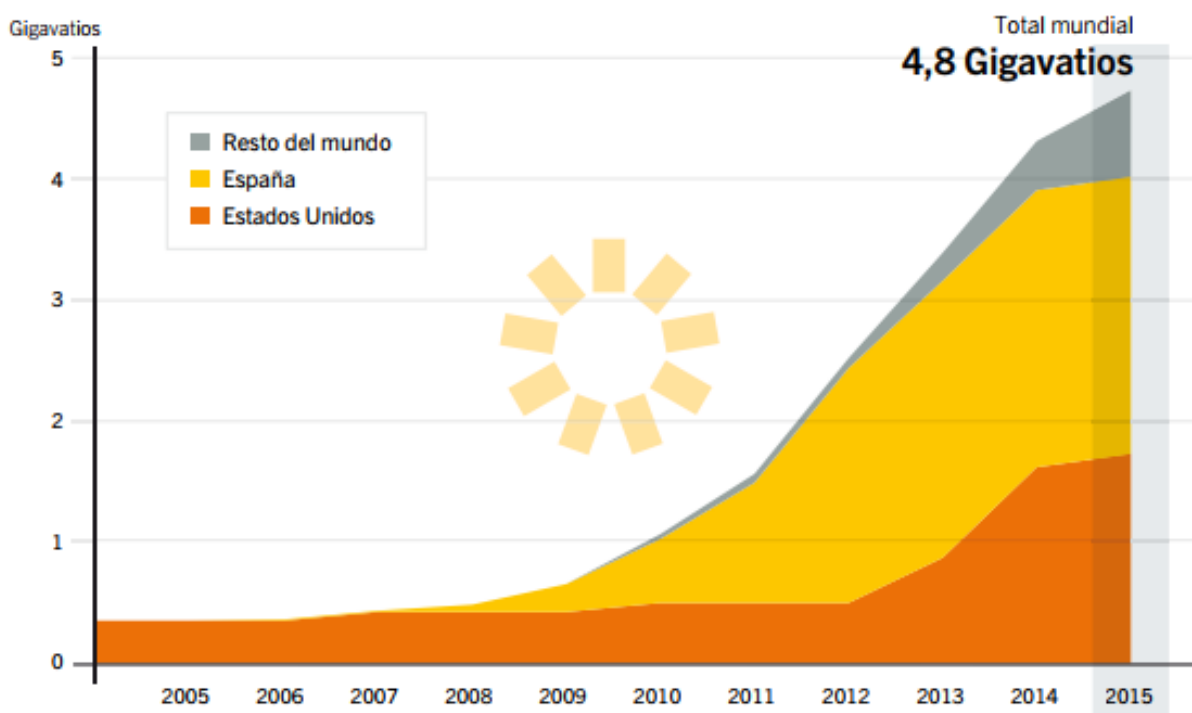


Figura 1.2: Capacidad mundial de energía termosolar entre 2005 y 2015 según REN21 [4]

Las plantas termosolares están normalmente compuestas de 3 subsistemas: campo solar, receptor solar y bloque de potencia que convierte la energía térmica en eléctrica. Estas instalaciones reflejan los rayos del Sol por medio de unos espejos (campo solar) que concentran el calor el receptor solar donde circula un fluido que se calienta y genera vapor de agua, que a su vez acciona una turbina que produce energía eléctrica. Existen varios tipos de planta, por un lado las que concentran los rayos del Sol a lo largo de un eje como las plantas Fresnel lineal o cilindro parabólico, y por otro lado las que los concentran de forma puntual, los receptores centrales o de torre, y los discos parabólicos.

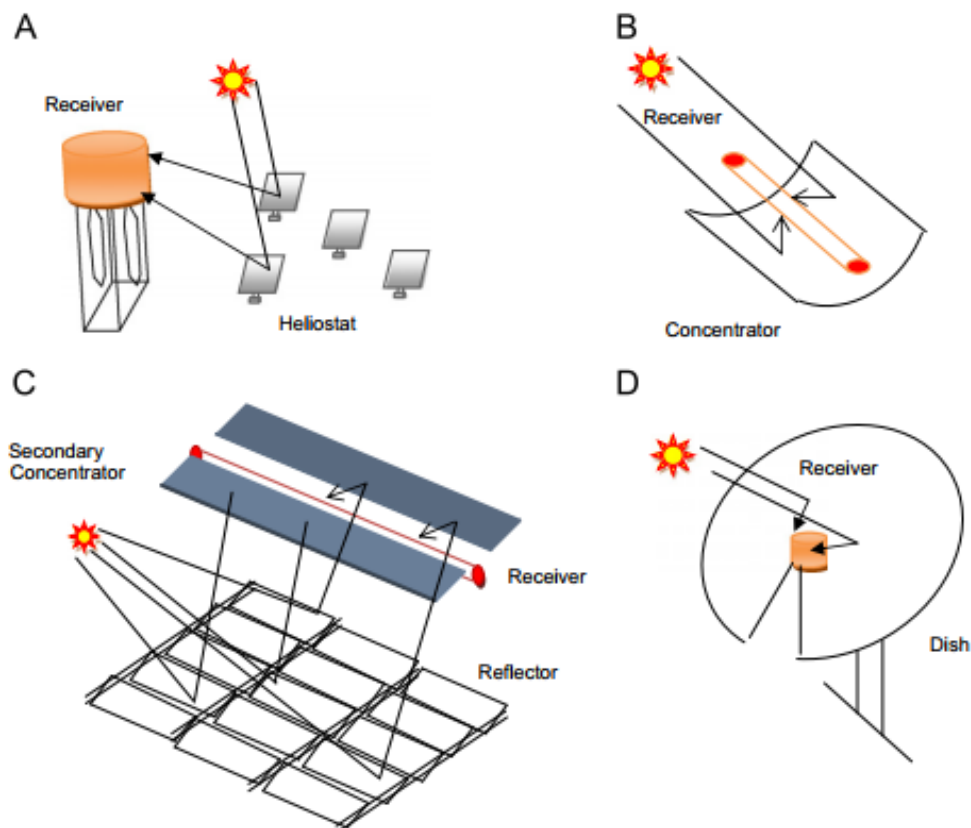


Figura 1.3: Tipos de planta termosolar: (A) Torre solar, (B) cilindro parabólico, (C) Fresnel lineal y (D) disco parabólico [1]

De estas 4 tecnologías, la de Receptor Central o de Torre está dando un paso al frente y parece postularse como la tecnología del futuro. Los receptores de torre pueden alcanzar temperaturas muy altas lo que se traduce en elevados rendimientos en el bloque de potencia. Además puede generar electricidad con capacidad de utilización anual de hasta el 55% gracias a la posibilidad de almacenaje térmico. Se esperan reducciones de coste y mejoras del rendimiento entre 40 y 65% [1]. Al ser la tecnología con mayor potencial, el trabajo se centra en el estudio de una planta termosolar tipo torre.

El objetivo de este trabajo es comprender los posibles beneficios de usar sodio en el receptor de una torre solar. Para ello será necesario simular el comportamiento del sodio y otros fluidos de trabajo en el receptor y comparar sus prestaciones según criterios como el rendimiento de la planta o los costes de almacenamiento.

1.2. Definición de la planta



Figura 1.4: Esquema del funcionamiento de una torre solar (tomada en Google)

La figura 1.4 muestra de forma esquemática el funcionamiento de una torre de concentración solar de sales fundidas. Los rayos del Sol son reflejados por un campo de espejos llamados heliostatos hacia lo alto de la torre, donde se encuentra el receptor. Por el receptor circula un fluido de trabajo, (en el ejemplo sales solares) que es bombeado desde un tanque de almacenamiento frío, y se calienta en el receptor. Cuando ha recorrido el receptor, el fluido caliente se dirige al tanque de almacenamiento caliente, o bien a un intercambiador de calor, donde cede energía a agua, que se transforma en vapor y acciona una turbina, que genera energía eléctrica que se transfiere a la red. A continuación se realiza una breve descripción de los subsistemas de la planta.

1.2.1. Campo Solar: Heliostatos



Figura 1.5: Heliostato planta termosolar (tomada en Google)



Figura 1.6: Campo de heliostatos en la planta Gemasolar (tomada en Google)

Es el principal subsistema de la planta y su eficiencia óptica (47-50%) tiene un importante impacto en el rendimiento global de la planta así como en el coste capital de la misma (50%). Estos espejos soportan altas temperaturas y cuentan con motores que les permiten orientarse para una mejor captación de la luz solar para reflejar la máxima cantidad de luz y por tanto de energía al receptor. En el hemisferio Norte los espejos se colocan en mayor medida en la parte Norte de la torre, apuntando al Sur, en el hemisferio Sur ocurre lo contrario. Esta disposición se pueda apreciar en la vista satélite de la planta Gemasolar, en Sevilla (figura 1.7).



Figura 1.7: Vista satélite de la planta Gemasolar en Sevilla (Google Maps)

1.2.2. Receptor solar

El receptor de la planta se encuentra en lo alto de la torre solar, para asegurar que al incidir en los heliostatos, la máxima cantidad de luz es irradiada hacia el receptor. Suele estar en torno a 100 metros de altura, como por ejemplo en Gemasolar, a 140. Por los tubos del receptor circula el fluido de trabajo, que se calienta al absorber la energía de la luz solar.

Los receptores más utilizados en el mercado son:

- Externo: Sucesión de tubos colocados de forma plana o cilíndrica
- Cavidad: Sucesión de tubos colocados de forma plana a cilíndrica introducidos en una estructura con un orificio por donde entra la luz, se utiliza para minimizar pérdidas por convección y radiación

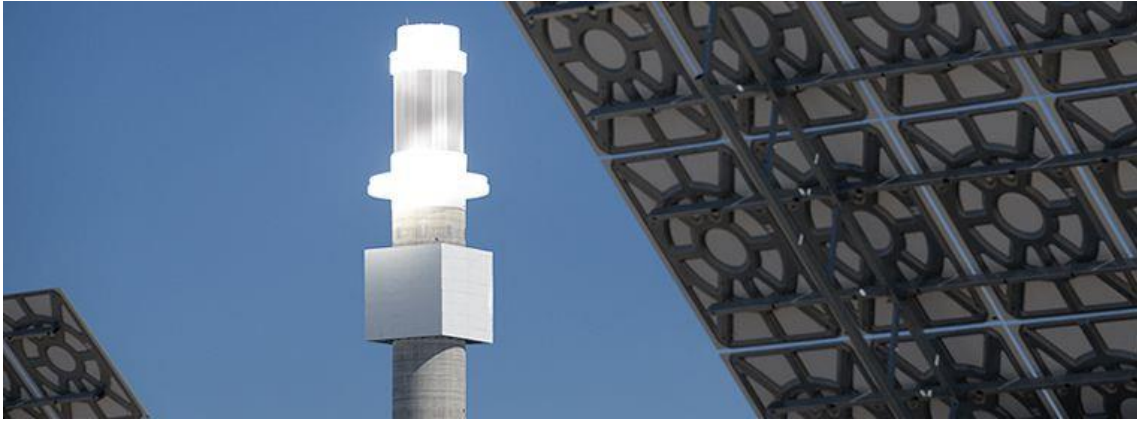


Figura 1.8: Receptor externo de la planta Crescent Dunes (EEUU) (tomada en Google)



Figura 1.9: Receptor tipo cavidad Abengoa Solar (España) (tomada en Google)

1.2.3. Almacenamiento



Figura 1.10: Tanque de almacenamiento térmico (tomada en Google)

En las plantas termosolares no se almacena la energía en baterías eléctricas, generalmente muy caras, si no que se almacena térmicamente el fluido de trabajo. El principal beneficio del almacenamiento es la posibilidad de producir energía en ausencia de luz solar, por ejemplo la planta solar Gemasolar tiene una capacidad de almacenamiento de 15 horas y puede operar 24 horas al día. Esta posibilidad de acumular la energía térmica permite obtener factores de utilización anuales muy elevados como Gemasolar con un 55%. El método de almacenamiento más extendido en el mercado es en 2 tanques, uno frío y uno caliente. El fluido contenido en el tanque caliente proviene del receptor solar, donde previamente se ha calentado y se dirige al bloque de potencia donde cede su energía para generar electricidad. Cuando ha cedido su energía el fluido circula hasta el fluido circula hasta el tanque frío, para posteriormente ser bombeado a lo alto de la torre para calentarse y repetir el ciclo. Existe también la posibilidad de almacenar el fluido en un solo tanque para ahorrar costes, mezclando el fluido con un material de relleno que ocupa la mayor parte del volumen. Este método se llama sistema de almacenamiento de termoclina, y se basa en la estratificación de la temperatura a lo largo de la altura del tanque, quedando el fluido caliente arriba (menos denso) y el frío abajo. Entre medias se forma un gradiente de temperaturas denominado termoclina.

1.2.4. Bloque de potencia



Figura 1.11: Turbina de vapor

El bloque de potencia está generalmente formado por un ciclo de vapor Rankine. En el ciclo Rankine, el agua atraviesa un intercambiador de calor donde absorbe la energía del fluido de trabajo proveniente del receptor, transformándose en vapor. Cuando está en fase gaseosa, el agua acciona una turbina que genera energía mecánica, que será transformada en electricidad. Posteriormente el agua se condensa y se bombea de nuevo al intercambiador. Los bloques de potencia no son ciclos Rankine sencillos y normalmente operan en tres o más niveles de presión, con distintos calentadores.

1.3. Estructura del trabajo

Para encontrar las posibles ventajas de utilizar Sodio por delante de otros fluidos de trabajo en el receptor de una torre de concentración solar se han llevado a cabo distintas etapas listadas a continuación:

- Análisis y comparación de las propiedades termodinámicas de los distintos fluidos de trabajo
- Descripción del modelo utilizado para la obtención de resultados: incluye la explicación de la simulación del receptor solar, bloque de potencia y almacenamiento térmico
- Análisis de los resultados: se hará una valoración del comportamiento termodinámico de los fluidos en el receptor, de la potencia eléctrica generada en el bloque de potencia y del coste y volumen de almacenamiento necesarios
- Conclusiones extraídas, coste del proyecto, crítica a los resultados y líneas futuras de estudio

2. Fluidos de trabajo en el receptor

El rendimiento global de una planta de concentración solar es el resultado del producto del rendimiento del campo de heliostatos, del receptor y del ciclo de potencia. La selección del fluido de trabajo es de suma importancia ya que evidentemente tiene un impacto directo en el rendimiento del receptor solar, pero influye también de forma decisiva en el rendimiento del bloque de potencia o sea el ciclo termodinámico que transforma la energía térmica en energía mecánica (ciclo Rankine). Según el teorema de Carnot, cuanto más alta la temperatura de foco caliente (salida del receptor), mayor el rendimiento del ciclo.

En resumidas cuentas, el fluido a utilizar debe ser compatible con los materiales de almacenamiento, poder operar en el rango de temperaturas requerido y tener la capacidad de absorber y absorber calor a lo largo de los tubos del receptor. Estas características se podrían resumir como las siguientes [5,6]:

- **Alto coeficiente de convección interna h** que permita calentar el fluido sin generar temperaturas demasiado altas en los tubos. Una conductividad elevada del fluido es beneficiosa para incrementar el valor del coeficiente
- **Amplio rango de temperaturas**, bajo punto de fusión para reducir el uso de equipos anti congelación y alto punto de ebullición para evitar la degradación del fluido
- **Estabilidad a altas temperaturas** para evitar fenómenos como la corrosión
- **Baja viscosidad** para minimizar las pérdidas de carga en los tubos
- **Alta capacidad calorífica volumétrica** ($C_{p,v} = \rho C_{p,m}$) para reducir el volumen de almacenamiento necesario, esto se consigue cuando el producto de la densidad y el calor específico es elevado.
- **Bajo coste por kg** para reducir el coste de la planta

A continuación se hará una breve revisión de las propiedades del sodio y otros fluidos que pueden ser utilizados en una torre solar como aceites térmicos, gases y sales fundidas. Todas las propiedades dependen de la temperatura del fluido T en grados Kelvin.

2.2. Sodio

El sodio es un metal líquido en el rango de temperaturas 97-873°. Esto supone una ventaja respecto a otros fluidos de trabajo dado que presenta un bajo punto de fusión, y puede calentarse hasta temperaturas más allá de los 800°C sin descomponerse. Adicionalmente es altamente conductivo lo que contribuye a elevar el coeficiente de convección interna. Esto es interesante para disminuir la temperatura entre los tubos y el fluido y así mejorar la eficiencia del receptor. En su contra juega su baja capacidad calorífica, que resulta problemática a la hora de almacenar

el fluido. El coste de esta sustancia es de aproximadamente 2.6 €/kg [7]. Por otro lado, el riesgo de una violenta reacción con agua o vapor de agua en caso de fuga hace que el uso de este fluido deba ser justificado. El sodio ya fue probado en las instalaciones de IEA-SSPS en Almería en los años 80, causando un accidente en 1986 que hizo que se frenaran las investigaciones sobre este fluido. Las correlaciones de las propiedades del sodio son las siguientes [5,6]:

$$\rho = 219 + 275.32 \left(1 - \frac{T}{2503.7}\right) + 511.18 \left(1 - \frac{T}{2503.7}\right)^{0.5} \quad (1)$$

$$C_p = (1.6582 - 8.479 \cdot 10^{-4} \cdot T + 4.4541 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2992.6 T^{-2}) \cdot 10^3 \quad (2)$$

$$K = 124.67 - 0.11381T + 5.5226 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1.1842 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad (3)$$

$$\mu = \exp \left(-6.4406 - \log(T) 0.3958 + \frac{556.835}{T} \right) \quad (4)$$

2.3. Aceite térmico (Therminol VP1)

Este aceite térmico es una mezcla eutéctica de óxido de difenilo y bifenilo. Su coste en el mercado es de aproximadamente 4 €/kg [8]. Es térmicamente estable en el rango de temperaturas 12-400°C, a partir de esta temperatura los hidrocarburos del aceite se rompen rápidamente, descomponiendo el material. Esta temperatura límite es un claro hándicap para el módulo generador de potencia ya que al no ser una temperatura muy elevada pone un tope muy bajo a la eficiencia del ciclo. Por este motivo estos aceites son utilizados más bien en otras tecnologías solares como la de cilindro parabólico. Las correlaciones específicas para hallar las propiedades fueron tomadas del proveedor comercial Solutia [9]:

$$\rho = 0.90797(T - 273.15) + 0.00078116(T - 273.15)^2 - 2.367 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15)^3 + 1083.25 \quad (5)$$

$$C_p = (0.002414(T - 273.15) + 5.9591 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15)^2 - 2.9879 \cdot 10^{-8} \cdot (T - 273.15)^3 + 4.4172 \cdot 10^{-11} \cdot (T - 273.15)^4 + 1.498) \cdot 10^3 \quad (6)$$

$$K = 8.19477 \cdot 10^{-5} \cdot (T - 273.15) - 1.92257 \cdot 10^{-7} \cdot (T - 273.15)^2 + 2.5034 \cdot 10^{-11} \cdot (T - 273.15)^3 - 7.2974 \cdot 10^{-15} \cdot (T - 273.15)^4 + 0.137743 \quad (7)$$

$$\mu = \rho \cdot \exp \left(\frac{544.149}{(T - 273.15) + 114.43} - 2.59578 \right) \cdot 10^{-6} \quad (8)$$

2.4. Sales Fundidas

Las sales fundidas son una mezcla de sales, principalmente nitratos que pueden ser utilizadas para aplicaciones de almacenamiento, pero sobre todo como fluidos de transferencia de calor en el receptor de la torre solar. Cuentan con varias propiedades deseables para una óptima transferencia de calor: alta densidad, alta capacidad calorífica y alta estabilidad térmica. Presentan varias ventajas respecto al aceite como un menor coste e impacto medioambiental al no ser contaminantes, no inflamables, más abundantes y necesitar de menor volumen de almacenamiento. El principal problema de las sales fundidas es su rango útil de temperaturas ya que tienen una temperatura de fusión entre los 120-220°C lo que conlleva a altos costes de mantenimiento para evitar congelación. [6]. Se verán únicamente 2 tipos de sales, Hitec y Sales Solares, que son las más habituales en el mercado.

2.4.1. Hitec

Es una sal fundida ternaria de composición en fracción másica (53% KNO_3 +40% NaNO_2 +7% NaNO_3). Su rango de operación es 142-535°C y tiene un coste aproximado de 1.92 €/kg. Las propiedades del Hitec se calculan con las siguientes expresiones [5,6]:

$$\rho = -0.733(T - 273.15) + 2080 \quad (9)$$

$$C_p = \left(1.56 - \frac{(T - 273.15)}{1000} \right) \cdot 10^3 \quad (10)$$

$$a = 5.9 \frac{T - 9.638}{990.362} \quad (11)$$

$$K = 0.78 - 1.25 \cdot 10^{-3}T + 1.6 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (12)$$

$$\mu = \frac{e^a + e^{-a}}{e^a - e^{-a}} - 0.999 \quad (13)$$

2.4.2. Sales Solares

Sal binaria de composición 60% NaNO_3 40% KNO_3 es casi 4 veces más barata que Hitec, siendo su coste de 0.5 €/kg. Su principal inconveniente es su alto punto de fusión (220°C), aunque puede alcanzar temperaturas mayores, cercanas a los 600°C, temperatura a la que se descompone. Sus propiedades termofísicas son las siguientes [5,6]:

$$\rho = 2090 - 0.636(T - 273.15) \quad (14)$$

$$C_p = 1443 + 0.172(T - 273.15) \quad (15)$$

$$K = 0.443 + 1.9 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273.15) \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \mu = & 2.2714 \cdot 10^{-2} - 1.2 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273.15) + 2.281 \cdot 10^{-7} \cdot (T - 273.15)^2 \\ & - 1.474 \cdot 10^{-10} \cdot (T - 273.15)^3 \end{aligned} \quad (17)$$

2.5. Gases

A continuación veremos 3 gases distintos: Aire, CO₂ y H₂. La principal ventaja de estos gases es que son muy abundantes en nuestro planeta. Sin embargo, cuentan con varios inconvenientes para este tipo de tecnología, como un bajo coeficiente de transferencia de calor y una alta pérdida de carga a superar en los tubos lo que aumenta los costes de bombeo hasta lo alto de la torre. Una de las ventajas de los gases es su capacidad de calentarse hasta temperaturas muy elevadas sin descomponerse. Para hallar las propiedades de estos gases se hace uso de la base de datos Coolprop de Matlab, definiendo una presión constante de 16 bares.

2.5.1. Aire

Las principales ventajas del aire son su amplio rango de temperaturas y su bajo coste. El aire no se descompone y podría calentarse hasta alcanzar el límite térmico del material de los tubos siempre que el estrés térmico no exceda valores límite. Además, es una sustancia abundante en la Tierra y fácil de manejar, pero como se mencionó anteriormente, sus grandes limitaciones son un bajo coeficiente de transferencia de calor y unas altas pérdidas de carga a superar.

2.5.2. Dióxido de carbono

Recientemente se ha considerado como un posible fluido de trabajo principalmente por su carácter ecológico y por su seguridad. Parece ser un buen candidato al no ser tóxico ni inflamable y su abundancia en la Tierra a un coste razonable (5 €/tonelada según SENDECO₂) [10]. Presenta los mismos inconvenientes que el aire.

2.5.3. Hidrógeno

Es el elemento más abundante en el Universo y el más ligero en la Tierra. Tiene un futuro prometedor en el desarrollo de las energías renovables y puede ser una solución para el reto del almacenamiento. Su principal problema es que no está presente de forma natural en el planeta y es preciso extraerlo de otras sustancias. El coste aproximado del hidrógeno es de 4.87 €/kg [11].

2.6. Comparación de propiedades

En los siguientes apartados se mostrarán unas gráficas comparativas que permitirán entender mejor las diferencias entre las propiedades de los fluidos ya comentados. Se mostrará la evolución de las propiedades de los fluidos desde 285°C, temperatura habitual de entrada al receptor de una torre, hasta su temperatura límite o a 800°C. También se expondrán tablas que mostrarán el ratio medio entre las propiedades del sodio y el resto de fluidos.

2.6.1. Densidad

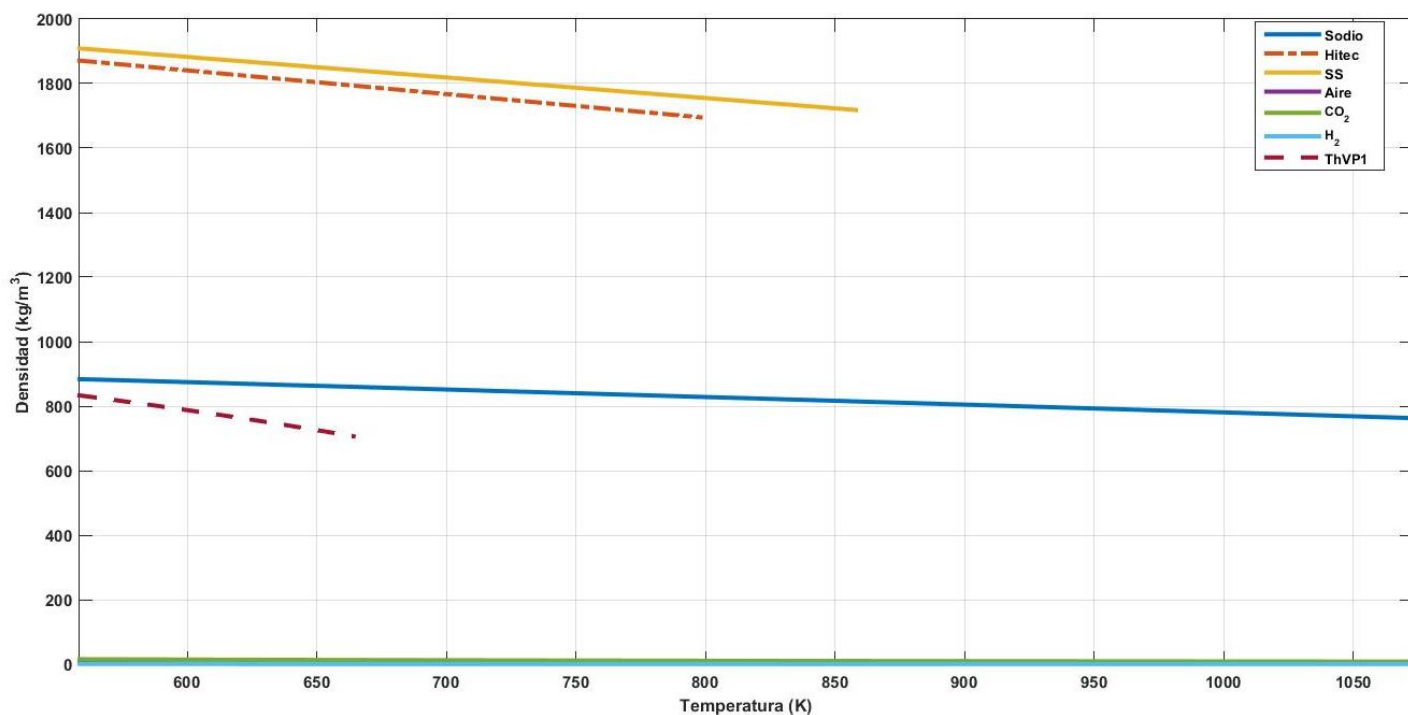


Figura 2.1: Comparación de densidades

ρ_{Na}/ρ_{Hitec}	0.46
ρ_{Na}/ρ_{SS}	0.45
ρ_{Na}/ρ_{ThVP1}	1.07
ρ_{Na}/ρ_{Aire}	123.2
ρ_{Na}/ρ_{CO2}	81
ρ_{Na}/ρ_{H2}	1762

Tabla 2.1: Ratio densidades

Se puede observar en la gráfica 2.3 como la densidad del sodio desciende ligeramente con la temperatura variando entre 900 y 800 kg/m³ aproximadamente. La densidad del resto de fluidos también tiende a disminuir con la temperatura.

La densidad del sodio vale cerca de la mitad de la de Hitec o las Sales Solares, de valores muy semejantes. Se aprecia también que el sodio y el aceite térmico tienen densidades parecidas, siendo las del primero algo superior. Respecto a los gases, su baja densidad hace que sus gráficas sean casi imperceptibles respecto al resto de fluidos. Aire y Dióxido de carbono tienen una densidad en torno a 100 veces menor a la del sodio, y el hidrógeno (elemento más ligero del universo) casi 1800.

2.6.2. Calor Específico

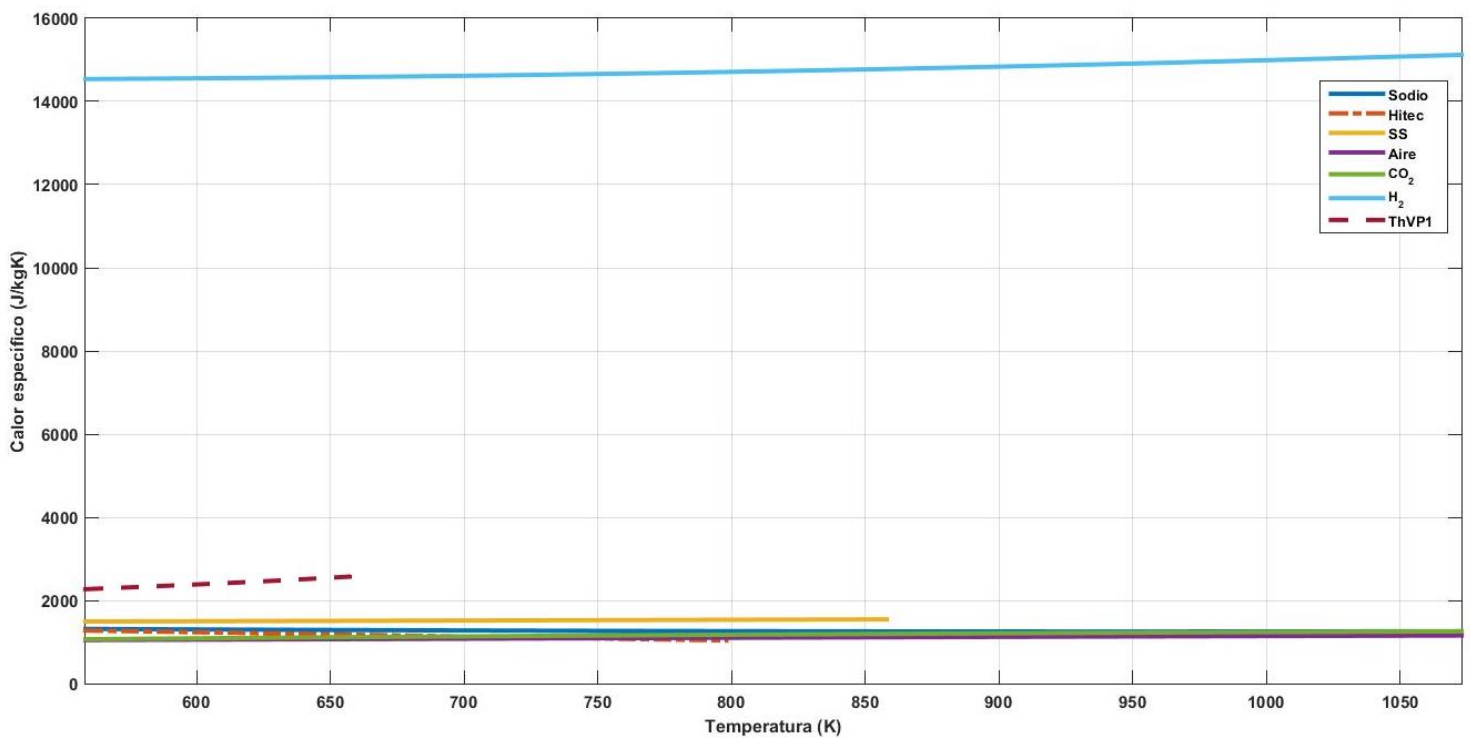


Figura 2.2: Comparación de calores específicos

Cp_{Na}/Cp_{Hitec}	1.1
Cp_{Na}/Cp_{SS}	0.83
Cp_{Na}/Cp_{ThVP1}	0.52
Cp_{Na}/Cp_{Aire}	1.13
Cp_{Na}/Cp_{CO2}	1.06
Cp_{Na}/Cp_{H2}	0.09

Tabla 2.2: Ratio calores específicos

Los valores de calor específico siguen una tendencia ligeramente creciente con la temperatura para todos los fluidos. El calor específico del sodio es la mitad del C_p del aceite y similar al del Aire, CO₂ y Hitec, siendo algo superior al de los tres últimos. Destaca sobre todos el hidrógeno con valores 10 veces superiores al sodio. Hay que recordar que valores altos de C_p son deseables para un buen almacenamiento directo [6], lo que explica por qué el hidrógeno parece tener posibilidades para desarrollos futuros.

2.6.3. Conductividad

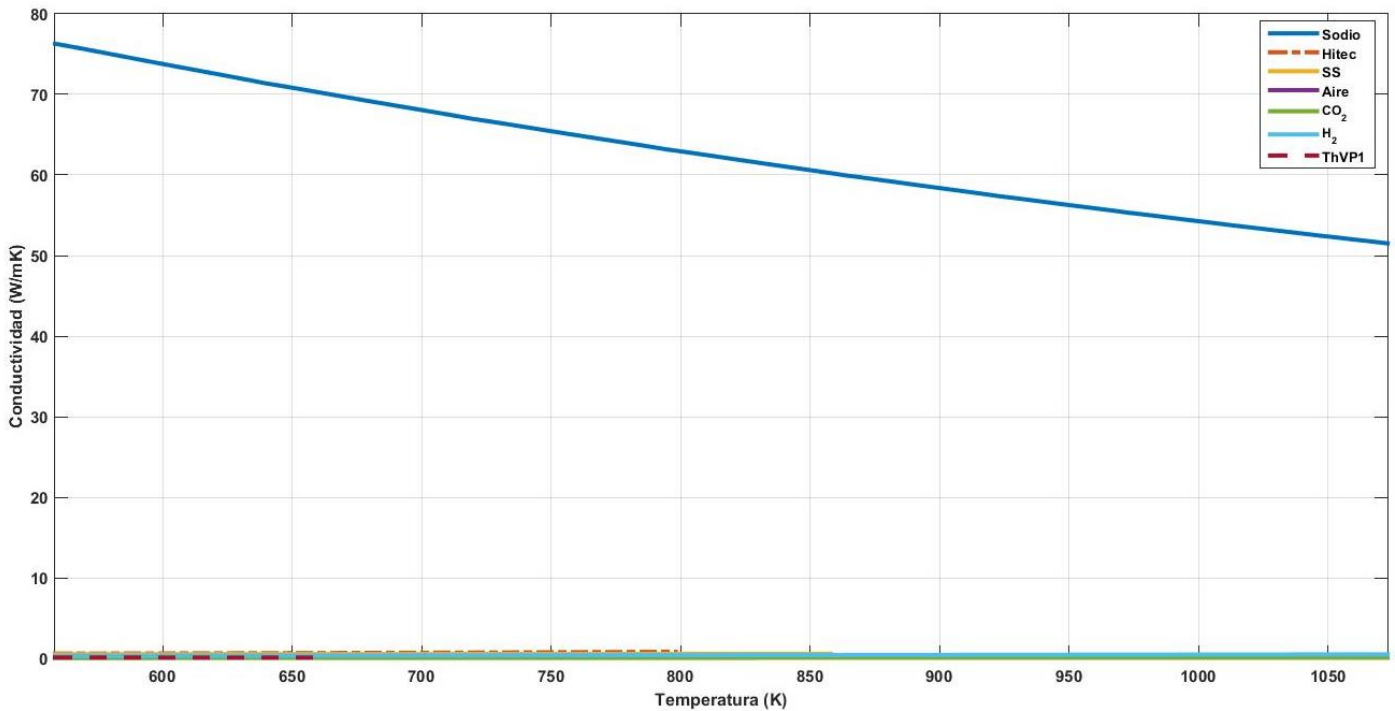


Figura 2.3: Comparación de conductividades

K_{Na}/K_{Hitec}	87.5
K_{Na}/K_{SS}	114
K_{Na}/K_{ThVP1}	697
K_{Na}/K_{Aire}	993
K_{Na}/K_{CO2}	1004
K_{Na}/K_{H2}	147

Tabla 2.3: Ratio conductividades

Se percibe en la gráfica que la conductividad del sodio destaca sobre el resto de fluidos. Es prácticamente 1000 veces superior a gases como el Aire o el CO₂, 700 la del aceite térmico, 150

la del hidrógeno y en torno a 100 veces la de Hitec y Sales Solares. Una alta conductividad es importante para obtener valores elevados del coeficiente de convección interna, aunque también depende del número de Nusselt específico de cada sustancia.

2.6.4. Viscosidad

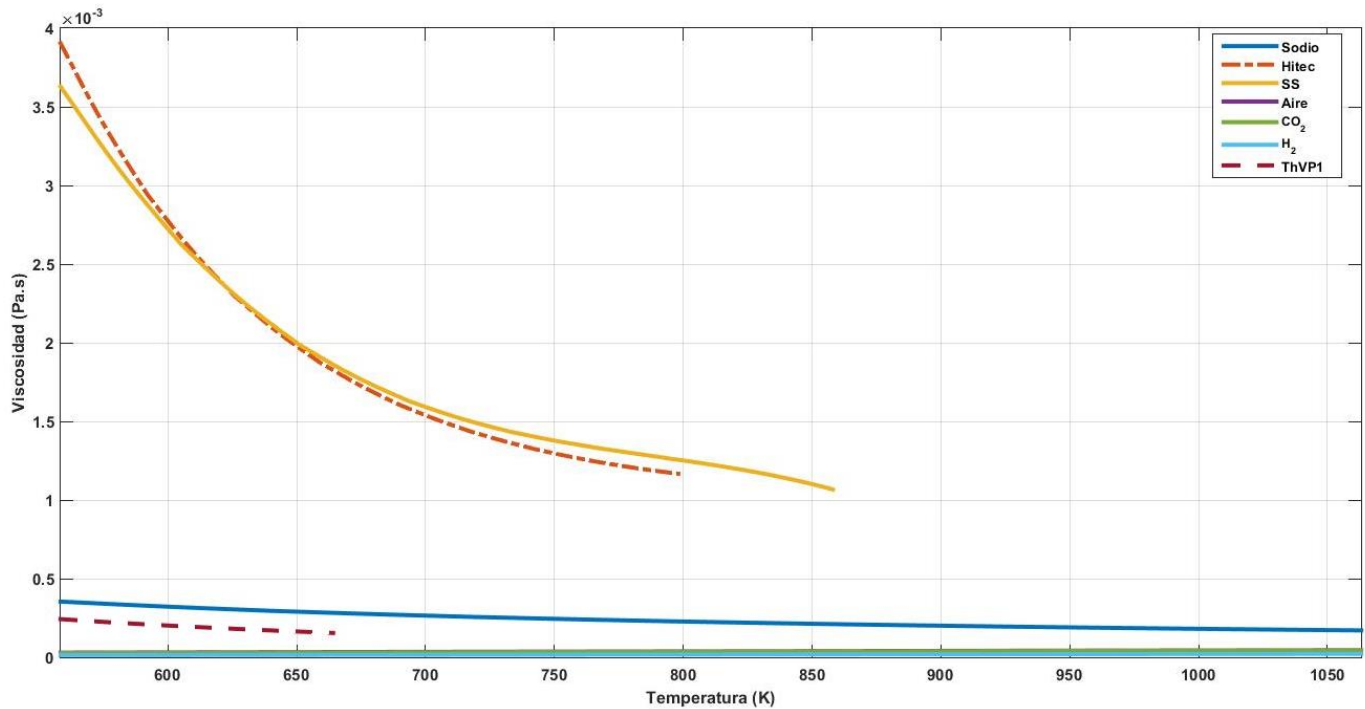


Figura 2.4: Comparación de viscosidades

μ_{Na}/μ_{Hitec}	0.12
μ_{Na}/μ_{SS}	0.13
μ_{Na}/μ_{ThVP1}	1.18
μ_{Na}/μ_{Aire}	5.59
μ_{Na}/μ_{CO2}	5.92
μ_{Na}/μ_{H2}	11.8

Tabla 2.4: Ratio viscosidades

La viscosidad del sodio es similar a la del aceite aunque levemente superior y en torno a 6 veces mayor a la del Aire y el CO₂, y 12 a la del hidrógeno. Hitec y Sales Solares tienen viscosidades muy parecidas, en torno a 10 veces la del sodio. Valores pequeños de viscosidad son buenos para reducir la pérdida de carga en los tubos, sin embargo esta última depende altamente de la densidad y la velocidad. Este dato es importante ya que se compararán los fluidos en un mismo rango de temperaturas, lo que supondrá distintos gastos máscicos y velocidades para cada sustancia.

3. Modelo

El modelo elaborado, al igual que la planta solar se ha dividido en 3 bloques: receptor, ciclo de potencia y almacenamiento. Para el receptor se ha elaborado un programa matemático en Matlab 2015. Para el ciclo de potencia se ha simulado un ciclo Rankine con el software Cyclepad. Para el cálculo de los datos de almacenamiento se utiliza Microsoft Excel.

Se especificarán en cada caso las consideraciones tenidas en cuenta.

3.2. Receptor Solar

Para la simulación de receptor solar se ha decidido diseñar un receptor tubular externo, compuesto por un cilindro rodeado de una serie de paneles a los que están acoplados los tubos en los que incide la radiación solar absorbida por el fluido que circula en su interior.

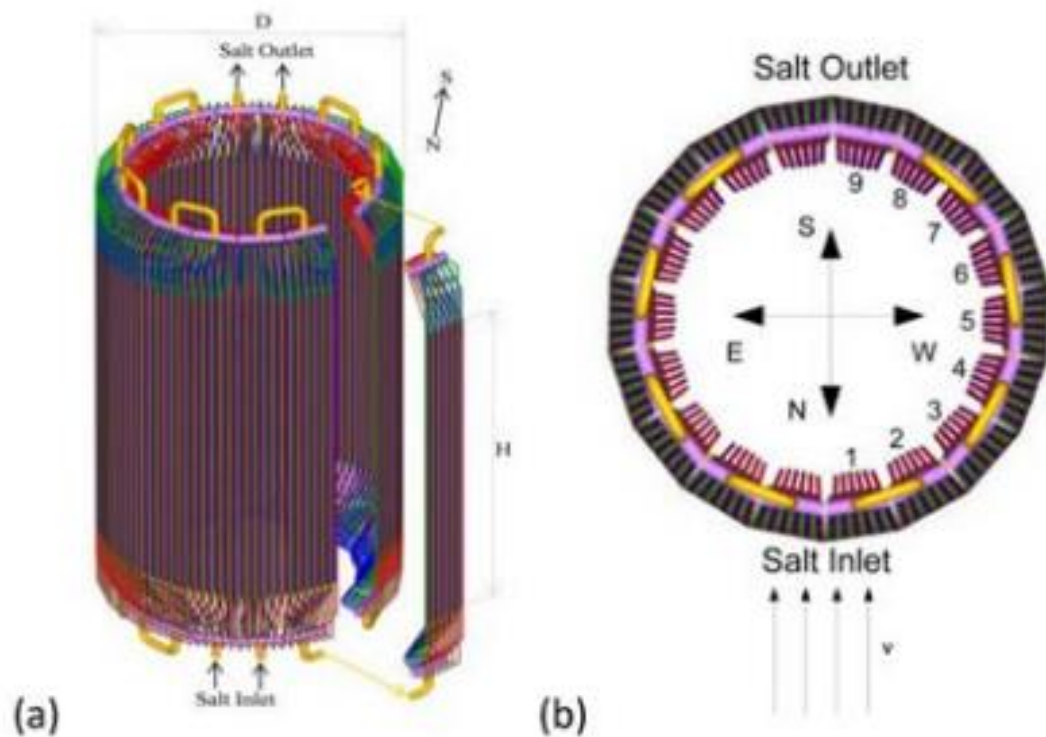


Figura 3.1: (a) Receptor solar externo con un panel de tubos despegado para visualización, (b) Vista transversal del receptor [11]

El código de Matlab creado tiene como objetivo proporcionar los datos necesarios para el análisis del comportamiento termodinámico de los fluidos escogidos. La simulación se realiza imponiendo una temperatura de entrada de 285°C (temperatura de operación habitual en este tipo de plantas) y una temperatura de salida (dependerá del rango en que estemos). El flujo de calor incidente en el receptor corresponde al de un campo de heliostatos tipo Gemasolar con un rendimiento óptico del 50%, y se mantiene fijo en todos los rangos de temperatura estudiados.

Por tanto el programa realiza una serie de iteraciones en las que el parámetro variable es el gasto másico (\dot{m}), que será distinto para cada fluido. El código elaborado en Matlab se encuentra en anexo, al igual que las funciones utilizadas para su resolución.

3.2.1. Geometría y material

Los datos geométricos de del receptor son los siguientes:

$D_{torre} (m)$	8.4
$N_{paneles}$	18
$L_{tubo} (m)$	10
$L_{panel} (m)$	10
$D_{ext} (mm)$	25
$D_{int} (mm)$	22.6
$e (mm)$	1.2
$b_{inicial} (mm)$	2

Tabla 3.1: Datos geométricos preliminares

Conociendo estos datos preliminares se hallan el resto de datos geométricos: ancho de los paneles, nº tubos por panel y separación entre tubos.

Para calcular el ancho de los paneles W_{panel} consideramos un polígono de 18 lados circunscrito en una circunferencia de diámetro D_{torre} quedando:

$$W_{panel} = \frac{D_{torre}}{\tan\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{N_{paneles} - 1}\right)} = 1.5702 m \quad (18)$$

$$N_{tubos} = \frac{W_{panel}}{D_{ext} + b_{inicial}} = 58.15 \equiv 58 tubos \quad (19)$$

Recalculamos la separación entre tubos b:

$$b = \frac{W_{panel}}{N_{tubos}} - D_{ext} = 2.1 mm \quad (20)$$

Para el material de los tubos se escoge Inconel 625. Se trata de una aleación a base de níquel austenítico, no magnético con excelente resistencia a la oxidación y corrosión en una amplia gama de condiciones. Habitualmente se utiliza en motores a reacción y procesos químicos. Tiene resistencia y dureza excepcionales desde temperaturas criogénicas hasta los 1093°C, derivadas del fortalecimiento de la solución sólida de columbio y molibdeno en una matriz de níquel-cromo.

Sus propiedades se resumen en la siguiente tabla [13,14]:

ε_{tubos}	0.8
α_{tubos}	0.95
$K_{tubos} \left(\frac{W}{mK} \right)$	18.5
$\alpha_t \left(\frac{1}{^{\circ}C} \right) \cdot 10^6$	14.3
$E_{tubos} (GPa)$	172.3
$UTS (MPa)$	800
$\vartheta_{p,tubos}$	0.3

Tabla 3.2: Propiedades Inconel 625

3.2.2. Consideraciones para el cálculo del receptor

En primer lugar se establece que el fluido de trabajo entra frío al receptor del lado Norte, y sale caliente del lado Sur. Esto significa que el flujo másico de fluido se divide en dos a la entrada en el receptor, la mitad del fluido irá hacia el lado sur rodeando el receptor por el Oeste y la otra mitad por el Este. Esta división del fluido supone que el sendero o “flow-path” (f_p) vale 2. En resumen, el fluido recorre 9 paneles de tubos por cada lado, hasta su salida en el Sur.

En segundo lugar, el fluido recorre el receptor en forma de zigzag, es decir que entra al primer panel por abajo, al segundo por arriba, al tercero por abajo y así sucesivamente. Se considera que por cada panel circula el mismo flujo másico \dot{m}_{panel} , es decir que el flujo que sale del primer panel entra al segundo y así sucesivamente. El gasto másico que circula por cada panel se reparte en los 58 tubos que lo componen, por los que circulará el mismo flujo másico \dot{m}_{tubo} .

$$\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}}{f_p * N_{tubos}} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{panel1} = \dot{m}_{panel2} = \dot{m}_{tubo} * N_{tubos} = \frac{\dot{m}}{f_p} = \frac{\dot{m}}{2} \quad (22)$$

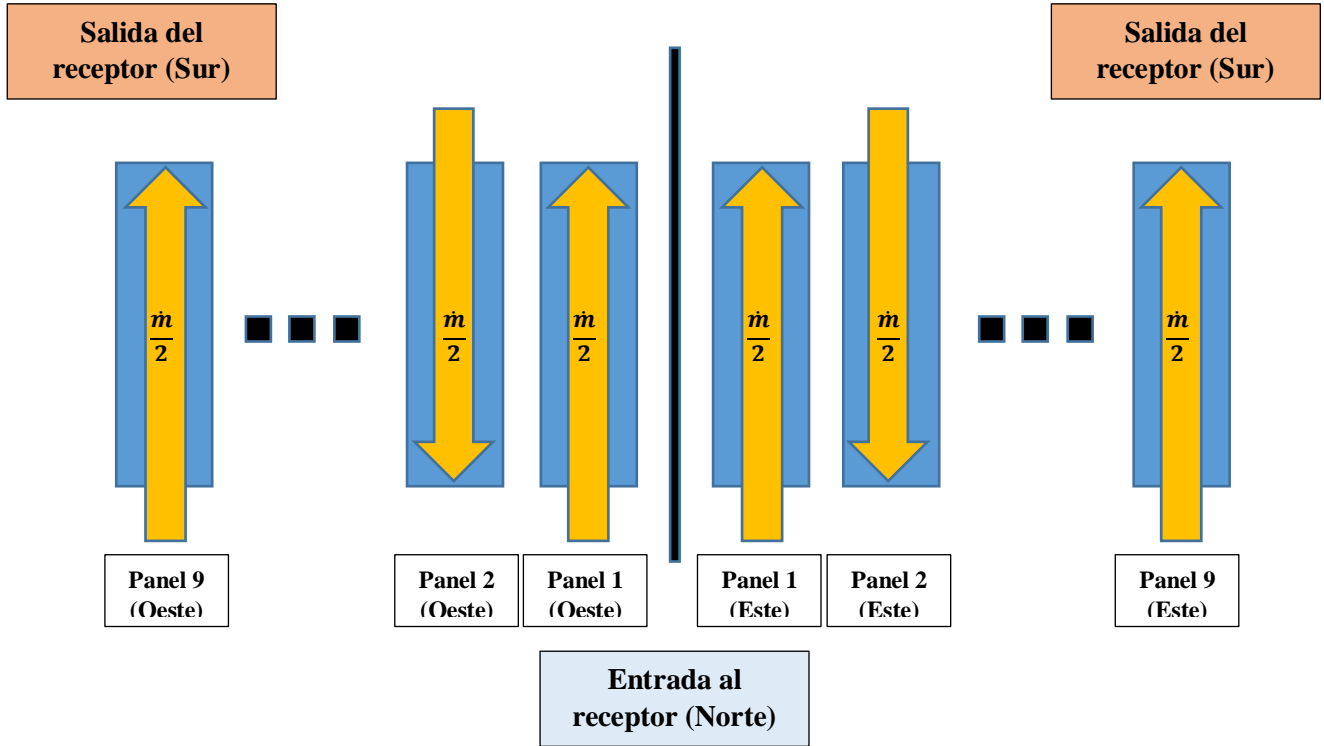


Figura 3.2: Esquema de circulación del fluido en el receptor

En tercer lugar, como por los tubos de cada panel circula la misma cantidad de fluido, se estima que todos ellos se comportan igual. Por este motivo se analiza el comportamiento de un solo tubo por panel y se replican sus resultados al resto de tubos. Para resolver el receptor habría que calcular los 18 paneles que lo componen, es decir que se analizaría el comportamiento de 18 tubos (1 por panel).

Adicionalmente, el mapa de flujo de calor incidente en el receptor se toma a las 12 del mediodía en el equinoccio de primavera, lo que significa que es simétrico de Norte a Sur. Esto quiere decir que para resolver el receptor basta con utilizar los datos de medio mapa, en otras palabras, basta con calcular medio receptor (9 paneles o 9 tubos) ya que los resultados de la otra mitad serán los mismos. Como el flujo másico de fluido que recorre el primer panel circula después por el segundo y sucesivos, y por cada panel se estudia un solo tubo, se puede mirar el problema como el cálculo de un tubo en zigzag cuya longitud es la de 9 paneles ($9 \times 10 = 90\text{m}$). La potencia total absorbida por el receptor será la potencia absorbida por el tubo calculado, multiplicada por el número de tubos por panel, multiplicada por 2 para tener en cuenta ambos lados del receptor.

$$Q_{receptor} = Q_{tubo} \cdot N_{tubos} \cdot f_p \quad (23)$$

Además, se divide cada tubo en 43 porciones ($10 \text{ m} / 43 = 23,26 \text{ cm}$) donde se asume que las temperaturas de superficie $T_{s,int}$ y $T_{s,ext}$ (interna y externa) de los tubos son constantes. El cálculo termina cuando se resuelven 387 porciones de tubo (43 porciones x 9 paneles) y la temperatura de salida coincide con la impuesta.

Por último, se decide que en cada sección transversal de tubo hay 3 temperaturas, temperatura de superficie externa, temperatura de superficie interna y temperatura media de fluido, es decir que las temperaturas superficiales son constantes en cada sección y la temperatura del fluido no sufre variaciones radiales (es uniforme). También, se considera flujo desarrollado y turbulento, y transferencia de calor por convección (se desprecia la conducción).

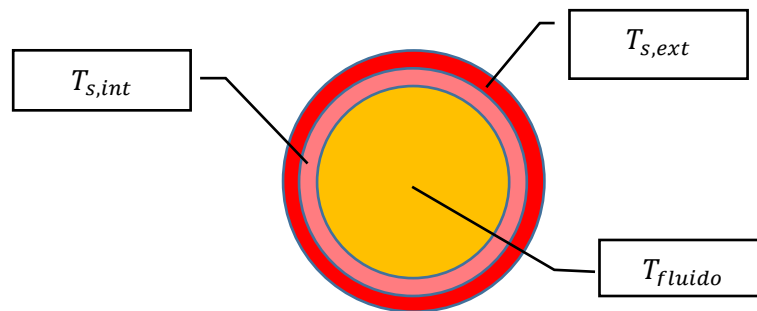


Figura 3.3: Temperaturas en una sección transversal de tubo

Resumen consideraciones:

- El fluido entra al receptor por el Norte y sale por el Sur $\rightarrow f_p = 2$
- El fluido recorre el receptor en zigzag $\rightarrow \dot{m}_{panel1} = \dot{m}_{panel2}$ y $\dot{m}_{tubo} = \frac{\dot{m}}{f_p * N_{tubos}}$
- Se resuelve un único tubo por panel \rightarrow un tubo en zigzag de longitud 90 m (10m x 9paneles) por cada lado
- Mapa de flujo de calor solar simétrico \rightarrow se resuelve un solo lado del receptor
- Se divide cada tubo en 43 porciones en las que $T_{s,int}$ y $T_{s,ext}$ son constantes
- Temperatura de fluido uniforme en cada sección transversal de los tubos
- Flujo completamente desarrollado y turbulento
- Transferencia de calor por convección (se desprecia conducción en el fluido)

3.2.3. Mapa de flujo de calor solar

El mapa de flujo de calor incidente en el receptor proviene de un campo de heliostatos tipo Gemasolar y es proporcionado por la coordinadora del proyecto. Se trata de una matriz 43 x 108 en la que en cada celda hay un valor de flujo de calor. Como está tomado al mediodía del equinoccio de primavera, el mapa es simétrico de Norte a Sur como se observa en la figura 3.4.

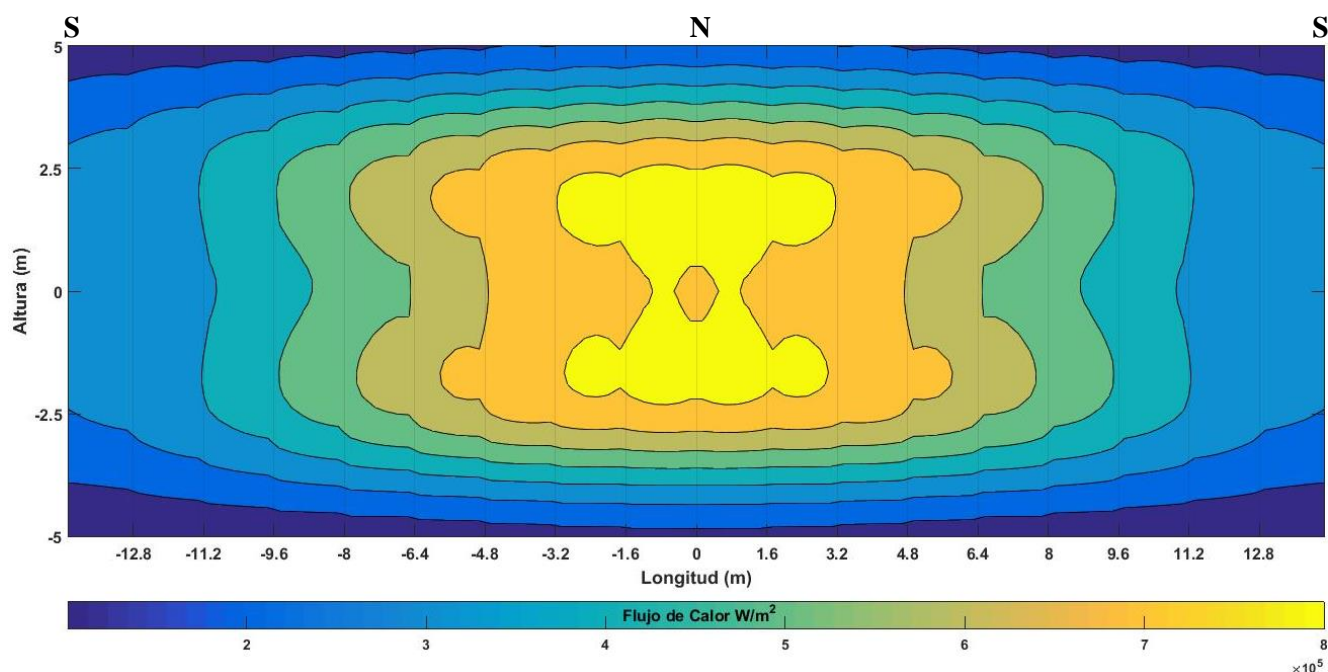


Figura 3.4: Mapa de flujo de calor solar utilizado para el cálculo

Para la resolución del problema, es necesario adaptar el mapa de flujo de calor a las condiciones específicas del caso de estudio. Como se mencionó anteriormente, el problema se resuelve calculando un tubo por panel en media torre, podríamos decir que hacemos el cálculo de un solo tubo en zigzag que recorre los 9 paneles. Por este motivo nos interesa transformar la mitad de la matriz en un vector que asocie un valor de flujo de calor a cada porción del tubo en zigzag (387 porciones).

El número de porciones en que dividimos los tubos coincide a propósito con el número de filas de la matriz, sin embargo es necesario transformar el número de columnas.

Inicialmente transformamos la matriz 43 x 108 en otra matriz 43 x 18 que coincide con el número de paneles del receptor (18), para ello se agrupa cada 6 términos ($108/18=6$) en las filas de la matriz y se sustituye por el valor medio. En esta nueva matriz cada columna está asociada a un panel, y cada panel a un tubo que representa el funcionamiento medio de los 58 tubos que hay en el panel.

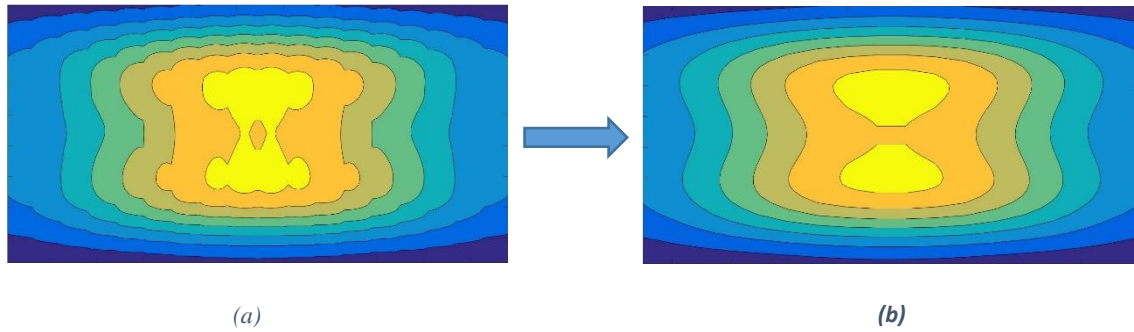


Figura 3.5: Transformación de matrices: (a) 43 x 108 y (b) 43 x 18

Una vez hallada la matriz reducida se utiliza únicamente la mitad de ella (matriz 43 x 9), ya que por simetría basta con resolver una sola mitad del receptor.

Por último, se recorre la nueva matriz en zigzag en el sentido en que el fluido recorre el receptor (columna 1 desde abajo, columna 2 desde arriba, columna 3 desde abajo etc...) para por fin obtener un vector de 387 términos, un término por porción de tubo que se calcula en el procedimiento iterativo.

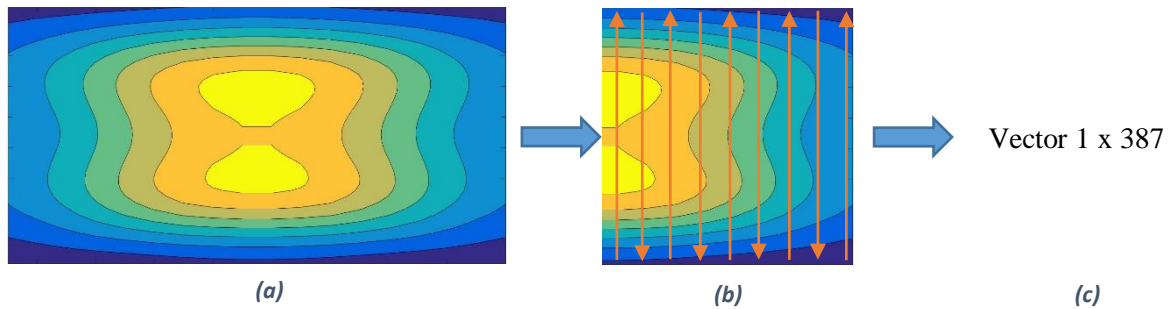


Figura 3.6: Transformación matriz a vector: (a) 43 x 18, (b) 43 x 9 y (c) vector 1 x 387

En las próximas páginas se hará referencia a este vector como q''_{helio} .

Toda esta transformación se realiza mediante la función “**radheliostatosaim20.m**” creada en Matlab. Su desarrollo detallado se encuentra en Anexo.

3.2.4. Proceso iterativo

Con la información proporcionada en los anteriores apartados se tienen los datos necesarios para comenzar el proceso iterativo y analizar el comportamiento termodinámico de los fluidos en el receptor. El programa elaborado en Matlab y las funciones utilizadas en él se encuentran en Anexo. Como las correlaciones son diferentes para cada fluido, fue necesario elaborar 7 programas muy semejantes (uno por fluido), en los que varían algunas funciones utilizadas. Se muestra únicamente el programa hecho para el sodio dada la similitud para todos los fluidos.

A continuación se expondrán las correlaciones del número de Nusselt utilizadas para hallar el coeficiente de transferencia de calor o coeficiente de convección interna h en cada caso. Nótese que para todos los fluidos se ha considerado un régimen de flujo turbulento.

Sodio: Sleicher y Rouse con $T_s = cte$ [5]

$$Nu = 4.8 + 0.0167Re^{0.85}Pr^{0.93} \quad (0.004 \leq Pr \leq 0.01, 10^4 < Re \leq 10^6) \quad (24)$$

Hitec: Gnielinski [5]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000, 3 * 10^3 < Re \leq 5 * 10^6) \quad (25)$$

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \text{ factor de fricción (Petukhov)} \quad (26)$$

Sales Solares: Wu et al [6]

$$Nu = 0.02948Re^{0.787}Pr^{1/3} \quad (1.6 \leq Pr \leq 23.9, 10^4 < Re \leq 4.6 * 10^4) \quad (27)$$

Aceite térmico: Dittus-Boelter [6]

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (0.7 \leq Pr \leq 120, 10^4 < Re \leq 1.2 * 10^5) \quad (28)$$

Gases: Petukhov con exponente n de Sleicher y Rouse [6]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} * \left(\frac{T_{s,int}}{T}\right)^n \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000, 3 * 10^3 < Re \leq 5 * 10^6) \quad (29)$$

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (30)$$

$$n = -\left(\log_{10}\left(\frac{T_{s,int}}{T}\right)\right)^{0.25} + 0.3 \quad (31)$$

En las próximas líneas se mostrarán las expresiones utilizadas en el procedimiento iterativo que tiene lugar en cada porción de tubo. En todos los casos analizados, el fluido entra al receptor a una temperatura $T_{in} = 285^{\circ}C$ y sale a una temperatura T_{out} que variará según el caso de estudio.

Si tras la iteración no se ha llegado a la temperatura T_{out} deseada, se ajusta el gasto másico \dot{m} inicialmente establecido en 290 kg/s (y \dot{m}_{tubo} en 2.5 kg/s).

Se establece que la temperatura de entrada en cada porción de tubo es T_1 y la de salida T_2 .

Paso 1: Cálculo de propiedades

Se hallan las propiedades del fluido en cada porción en función de la temperatura de entrada T_1 en esa porción ya que desconocemos la temperatura de salida.

Paso 2: Cálculo de los coeficientes de transmisión de calor U_{int} y U_{ext}

Para hallar los coeficientes de transferencia de calor se necesita el coeficiente de convección interna h , y para calcular éste último se requieren los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{int}}{\mu} = \frac{4\dot{m}_{tubo}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \quad (32)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad (33)$$

$$Nu = 4.8 + 0.0167 Re^{0.85} Pr^{0.93} \text{ (caso Sodio)}$$

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D_{int}} \quad (34)$$

Una vez hallado h se procede al cálculo de las resistencias térmicas donde el factor de ensuciamiento es $R''_{ens} = 8.8 \cdot 10^{-5} \left(\frac{m^2 K}{W} \right)$:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h \cdot A_{int}} = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot L_{porción}} \quad (35)$$

$$R_{ens} = \frac{R''_{ens}}{\pi \cdot D_{int} \cdot L_{porción}} \quad (36)$$

$$R_{k,tubo} = \frac{\ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)}{2K_{tubo} \cdot \pi \cdot L_{porción}} \quad (37)$$

$$R_{tot,int} = R_{conv,int} + R_{ens} \quad (38)$$

$$R_{tot,ext} = R_{tot,int} + R_{k,tubo} \quad (39)$$

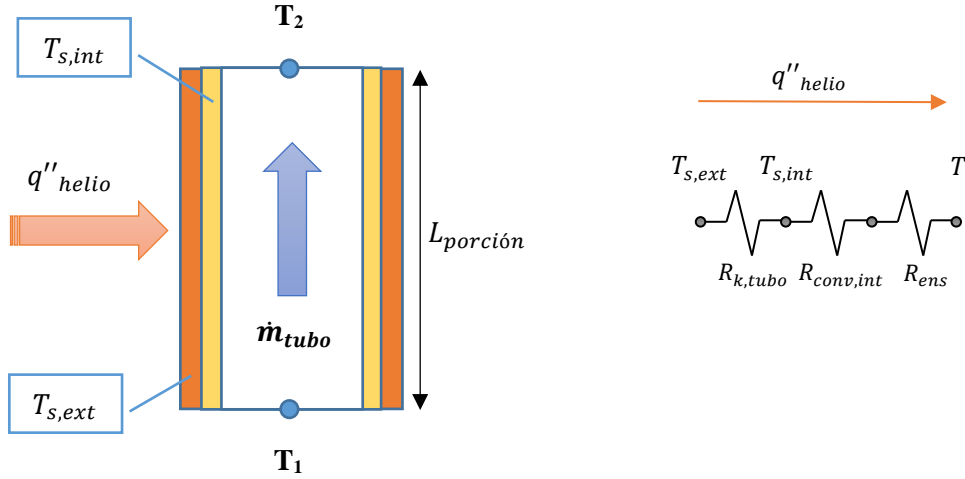


Figura 3.7: Esquema y circuito térmico de una porción de tubo

Se obtienen los coeficientes de transferencia de calor:

$$U_{int} = \frac{1}{R_{tot,int} \cdot A_{int}} \quad (40)$$

$$U_{ext} = \frac{1}{R_{tot,ext} \cdot A_{ext}} \quad (41)$$

Paso 3: Primera estimación del calor absorbido por el fluido

Para hacer una primera aproximación, se estima que el fluido absorbe el calor recibido por los heliostatos sin pérdidas de radiación ni convección:

$$Q_{absor} = \alpha_{tubos} \cdot Q_{helio} \quad (42)$$

Para hallar el calor recibido de los heliostatos se requiere del vector de flujo de calor creado q''_{helio} . A la primera porción de tubo le corresponderá el primer parámetro del vector, a la segunda el segundo y así sucesivamente. Al ser un valor de flujo de calor hay que multiplicarlo por el área de la porción de tubo. Se decide aproximar esta área despreciando el espacio que hay entre los tubos:

$$A_{tubo} = \frac{A_{panel}}{N_{tubos} \cdot N_{porciones}} = \frac{W_{panel} \cdot L_{panel}}{N_{tubos} \cdot N_{porciones}} = \frac{1.5702 \cdot 10}{58 \cdot 43} = 0.0063 \text{ m}^2 \quad (43)$$

En función de en qué posición del vector q''_{helio} se está:

$$Q_{helio} = q''_{helio} \cdot A_{tubo} \quad (44)$$

$$Q_{absor} = \alpha_{tubos} \cdot Q_{helio}$$

Con el calor absorbido por el fluido se obtiene la temperatura de salida de la porción:

$$Q_{absor} = \dot{m}_{tubo} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (45)$$

$$T_2 = \frac{Q_{absor}}{\dot{m}_{tubo} \cdot C_p} + T_1$$

Paso 4: Primera estimación de las temperaturas superficiales interna y externa del tubo

Una vez se tiene temperatura de entrada y salida de la porción, se pueden calcular las temperaturas superficiales del tubo y por ende las pérdidas por radiación y convección.

Se resuelve la ecuación general de la temperatura media del flujo en conductos entre la entrada y la salida de la porción [15]:

$$\dot{m}_{tubo} C_p \frac{dT}{dx} = q'' P_c \quad (46)$$

Como se considera temperatura de superficie constante en la porción del tubo se tiene la siguiente expresión del flujo de calor [15]:

$$q'' = U_{int}(T_{s,int} - T) = U_{ext}(T_{s,ext} - T) \quad (47)$$

Igualando (46) y (47):

$$\dot{m}_{tubo} C_p \frac{dT}{dx} = U_{int}(T_{s,int} - T) P_c$$

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T_{s,int} - T)} = \frac{U_{int} P_{c,int}}{\dot{m}_{tubo} C_p} \int_0^{L_{porción}} dx$$

$$-\ln \left(\frac{T_{s,int} - T_2}{T_{s,int} - T_1} \right) = \frac{U_{int} P_{c,int}}{\dot{m}_{tubo} C_p} L_{porción}$$

$$\frac{T_{s,int} - T_2}{T_{s,int} - T_1} = e^{-\frac{U_{int} P_{c,int}}{\dot{m}_{tubo} C_p} L_{porción}}$$

$$T_{s,int} = \frac{T_2 - T_1 e^{-\frac{U_{int} P_{c,int}}{\dot{m}_{tubo} C_p} L_{porción}}}{1 - e^{-\frac{U_{int} P_{c,int}}{\dot{m}_{tubo} C_p} L_{porción}}} \text{ con } P_{c,int} = \pi D_{int}$$

$$T_{s,int} = \frac{T_2 - T_1 e^{-\frac{U_{int}\pi D_{int} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}}{1 - e^{-\frac{U_{int}\pi D_{int} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}}$$

Análogamente para la temperatura de superficie externa:

$$T_{s,ext} = \frac{T_2 - T_1 e^{-\frac{U_{ext} P_{c,ext} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}}{1 - e^{-\frac{U_{ext} P_{c,ext} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}} \text{ con } P_{c,ext} = \pi D_{ext}$$

$$T_{s,ext} = \frac{T_2 - T_1 e^{-\frac{U_{ext}\pi D_{ext} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}}{1 - e^{-\frac{U_{ext}\pi D_{ext} L_{porción}}{\dot{m}_{tubo} C_p}}}$$

Paso 5: Cálculo de las pérdidas de calor

Conocida la temperatura superficial externa del tubo $T_{s,ext}$ se procede a calcular las pérdidas de calor en cada porción de tubo, compuestas por pérdidas de convección y de radiación. Se considera que el ambiente está a una temperatura $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$ sin viento (convección natural), y una fuerza gravitatoria $g = 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$.

Pérdidas por convección natural:

Inicialmente se estima la temperatura media del aire:

$$T_{aire} = \frac{T_{s,ext} + T_{amb}}{2} \quad (48)$$

Realizando una interpolación en las tablas de propiedades del aire a presión atmosférica se obtienen los valores numéricos. Se calcula también el coeficiente de expansión térmica:

$$\beta = \frac{1}{T_{aire}} \quad (49)$$

Conocidas las propiedades del aire se calcula el número de Rayleigh utilizando como longitud característica la longitud de la porción [15]:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{s,ext} - T_{amb})L_{porción}^3}{\nu\alpha} \quad (50)$$

Se calcula también el número de Grashof:

$$Gr = \frac{Ra}{Pr} \quad (51)$$

Conociendo estos parámetros se puede obtener el número de Nusselt y posteriormente el coeficiente de transferencia de calor por convección natural h_{cn} .

Ségún Siebers y Kraabel [16], para un régimen de convección natural turbulento puro en receptores solares cilíndricos externos se tiene que:

$$Nu = 0.098 \cdot Gr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{T_{s,ext}}{T_{amb}} \right)^{-0.14} \quad (52)$$

$$h_{cn} = \frac{Nu \cdot K}{L_{porción}} \quad (53)$$

Obtenido el coeficiente de transferencia de calor por convección natural se hallan las pérdidas por convección. Se considera que el área en el que ocurren las pérdidas corresponde a la mitad del cilindro expuesto al ambiente:

$$Q_{cn} = h_{cn} \frac{\pi D_{ext} L_{porción}}{2} (T_{s,ext} - T_{amb}) \quad (54)$$

Pérdidas de Radiación:

Las pérdidas de calor por radiación se dividen en pérdidas por emisión y pérdidas por reflexión.

Para hallar las pérdidas por emisión es preciso calcular antes la resistencia térmica entre los tubos y el aire $R_{tubo-aire}$.

$$R_{tubo-aire} = \frac{1}{A_{panel}} \left[\frac{1}{\varepsilon_{ef}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{aire}} - 1 \right) \right] \quad (55)$$

Con:

$$A_{panel} = L_{panel} * W_{panel} = 15.702 \text{ m}^2 \text{ y } \varepsilon_{aire} = \varepsilon_{tubo} = 0.8 \quad (56)$$

$$B = \frac{b + D_{ext}}{D_{ext}} = \frac{0.0021 + 0.025}{0.025} = 1.084 \quad (57)$$

$$F_{gt} = 1 - \frac{1}{B} \left[(B^2 - 1)^{0.5} - \arccos \left(\frac{1}{B} \right) \right] = 0.98 \quad (58)$$

$$\varepsilon_{ef} = \frac{1}{\left[\frac{1}{F_{gt}(2 - F_{gt})} + \frac{B}{\pi} \left(\frac{1}{\varepsilon_{tubo}} - 1 \right) \right]} = 0.9203 \quad (59)$$

Hallamos la resistencia térmica entre el tubo y el aire:

$$R_{tubo-aire} = \frac{N_{tubos} * N_{porciones}}{A_{panel}} \left[\frac{1}{\varepsilon_{ef}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{aire}} - 1 \right) \right] = 212.3 \left(\frac{K}{W} \right)$$

El valor de esta resistencia térmica permanecerá constante en cada una de las porciones analizadas.

Se calculan entonces las pérdidas de calor por emisión de tubo a aire con la constante de Steffan Boltzmann $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$:

$$Q_{tubos-aire} = \frac{\sigma(T_{s,ext}^4 - T_{amb}^4)}{R_{tubo-aire}} \quad (60)$$

Por otro lado, las pérdidas de calor por reflexión son:

$$Q_{ref} = (1 - \alpha_{tubo})q''_{helio}\pi D_{ext}L_{porción} \quad (61)$$

Quedando las pérdidas de radiación totales como:

$$Q_{rad} = Q_{tubos-aire} + Q_{ref} \quad (62)$$

Paso 6: Recálculo de la potencia absorbida y temperatura de salida

Se recalcula la potencia absorbida por el fluido teniendo en cuenta todas las pérdidas:

$$Q_{absor} = Q_{helio} - Q_{cn} - Q_{rad} \quad (63)$$

Se obtiene la nueva temperatura de salida:

$$T_2 = \frac{Q_{absor}}{\dot{m}_{tubo} * C_p} + T_1$$

Para determinar si hay que seguir iterando se calcula el error aparente entre la potencia absorbida nueva y la potencia absorbida antigua. Si el error es mayor que el 1% se repiten los pasos 4, 5 y 6 con la nueva potencia absorbida Q_{absor} y la nueva temperatura de salida T_2 .

$$error_{calor} = \frac{|Q_{absor,nuevo} - Q_{absor,anterior}|}{Q_{absor,anterior}} \quad (64)$$

Paso 7: Fin del proceso o ajuste del flujo másico de fluido

Una vez calculadas todas las porciones del receptor se tiene una temperatura de salida T_2 de la última porción que se compara con una temperatura de salida establecida T_{out} . Si la temperatura calculada no se acerca lo suficiente a la establecida, se procede a realizar un ajuste del gasto másico.

Se establece que el error de temperatura máximo permitido sea 0.01°C con:

$$error_{temperatura} = |T_2 - T_{out}| \quad (65)$$

Se pueden dar 3 casos, que la temperatura calculada sea mayor o menor que la establecida o que esté en el rango permitido. En función del caso se realiza un ajuste diferente.

Caso 1: $T_2 < (T_{out} - 0.01)$

$$\dot{m}_{nuevo} = \dot{m}_{anterior} - error_{temperatura} * 0.005 \quad (66)$$

Por ejemplo, si establecemos que $T_{out} = 525^\circ\text{C}$ y tenemos una temperatura de salida final $T_2 = 400^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{nuevo} &= 290 - |400 - 525| * 0.005 = 289.375 \left(\frac{kg}{s}\right) \\ \dot{m}_{tubo,nuevo} &= \frac{\dot{m}_{nuevo}}{N_{tubos} * f_p} = \frac{289.375}{58 * 2} = 2.4946 \left(\frac{kg}{s}\right) \end{aligned}$$

Con este nuevo flujo másico se volverían a realizar todos los pasos hasta que el criterio de error de temperatura se cumpla.

Caso 2: $T_2 > (T_{out} + 0.01)$

$$\dot{m}_{nuevo} = \dot{m}_{anterior} + error_{temperatura} * 0.005 \quad (67)$$

Por ejemplo, si establecemos que $T_{out} = 525^\circ\text{C}$ y tenemos una temperatura de salida final $T_2 = 600^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{nuevo} &= 290 + |600 - 525| * 0.005 = 290.375 \left(\frac{kg}{s}\right) \\ \dot{m}_{tubo,nuevo} &= \frac{\dot{m}_{nuevo}}{N_{tubos} * f_p} = \frac{290.375}{58 * 2} = 2.5032 \left(\frac{kg}{s}\right) \end{aligned}$$

Con este nuevo flujo másico se volverían a realizar todos los pasos hasta que el criterio de error de temperatura se cumpla.

Caso 3: $(T_{out} - 0.01) < T_2 < (T_{out} + 0.01)$

Cuando la temperatura de salida pertenece al rango deseado el proceso iterativo termina y se puede proceder al análisis de los resultados.

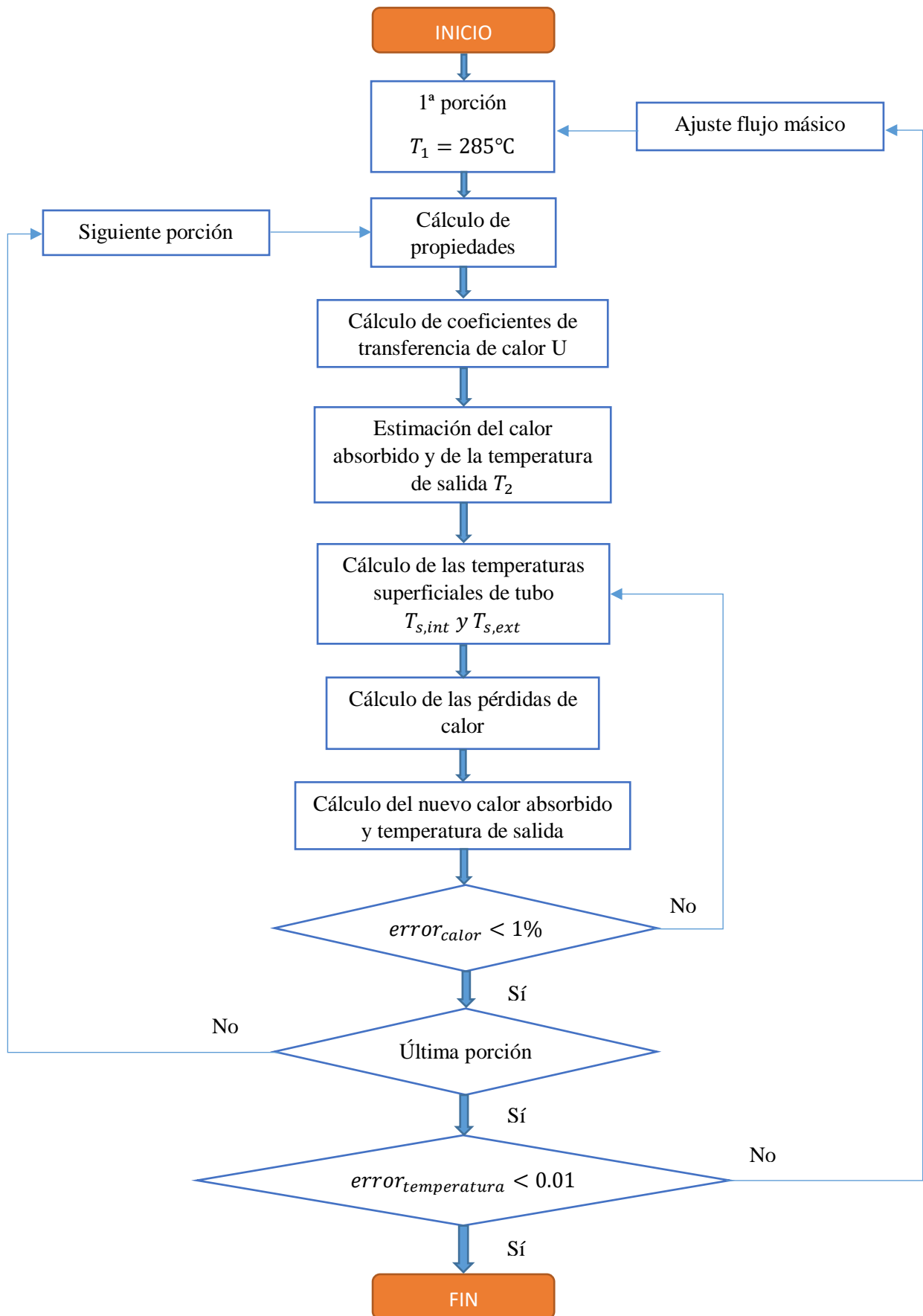


Figura 3.8: Diagrama de flujo proceso iterativo

3.3. Bloque de potencia

Una vez el fluido se ha calentado en el receptor de la torre puede almacenarse o bien dirigirse a un ciclo de potencia. Para este trabajo se decide utilizar un ciclo de vapor simple o ciclo Rankine como módulo generador de potencia.

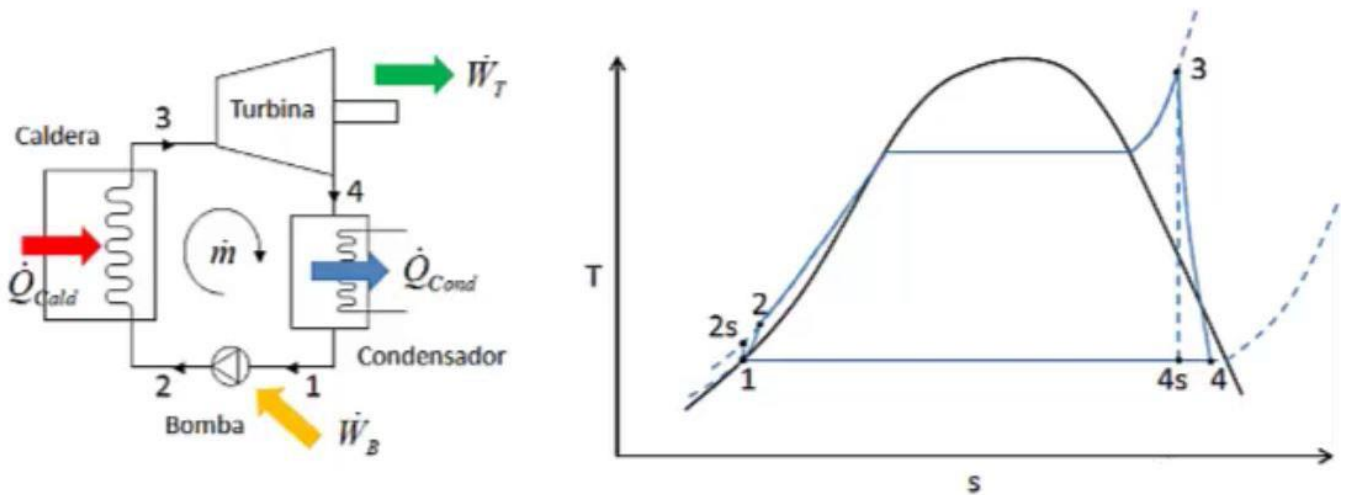


Figura 3.9: Esquema y diagrama T-s ciclo Rankine (Fuente: OpenCourseWare UC3M)

El ciclo Rankine es un ciclo de vapor simple cuyo objetivo es transformar la energía térmica en energía mecánica. Para ello el ciclo se compone de 4 elementos: caldera, turbina, condensador y bomba. El agua líquida se bombea (puntos 1-2) hasta una caldera donde absorbe energía térmica isobáricamente (2-3) transformándose en vapor para posteriormente accionar una turbina que genera energía mecánica (3-4). Acto seguido el vapor se condensa a presión constante para volver al estado líquido y regresar a la etapa de bombeo. Los puntos 2s y 4s del diagrama T-s mostrado en la figura corresponden a las salidas de la bomba y la turbina respectivamente en condiciones de operación ideales o sea con entropía constante (procesos isentrópicos).

En el caso particular de una torre de concentración solar, la caldera sería un intercambiador de calor donde el fluido calentado en el receptor de la torre cede calor al agua bombeada en el ciclo de potencia, provocando su cambio de fase de líquido a vapor.

Según Boerema et al [5] la máxima temperatura del ciclo Rankine suele estar unos 30 grados Celsius por debajo de la temperatura del receptor por lo que la simulación del ciclo se realiza en base a este dato. Además, se toma una presión de alta de 100 bares, presión a partir de la cual suelen operar las plantas con receptores tubulares [17].

Se decide también imponer un alto título de vapor a la salida de la turbina (mínimo 0.9) para evitar el deterioro de sus alabes. Del mismo modo se impone que el fluido está en estado líquido saturado a la salida de la bomba. El rendimiento isentrópico de estos elementos se fija en 90%.

Partiendo de las condiciones anteriores, se realiza una sencilla simulación del ciclo por medio del software Cyclepad. Se realizará una comparación entre varios casos en los que variará la temperatura máxima del ciclo (punto 3) donde la presión de alta será siempre 100 bares, y la de baja variará con el fin de asegurar que el título de vapor sea mayor que 0.9. Como el gasto másico de agua varía en función del calor absorbido en la caldera (será distinto en cada caso) se resuelve el ciclo por unidad de masa.

Una vez simulado el ciclo en Cyclepad se extraen los datos pertinentes y se procede al cálculo del rendimiento térmico del ciclo en cada caso.

Recapitulando, se listan las principales consideraciones tenidas en cuenta:

- Se desprecian las pérdidas de calor hacia el entorno
- Se desprecian las energías cinética y potencial
- Procesos de evaporación y condensación isobáricos $\Delta P_{2-3} = \Delta P_{4-1} = 0$
- Proceso de evaporación a $P_2 = P_3 = 100 \text{ bar}$
- $T_{\text{máx}} = T_3 = T_{\text{out,receptor}} - 30^\circ\text{C}$
- Rendimientos de la bomba y turbina $\eta_b = \eta_t = 0.9$
- Líquido saturado a la entrada de la bomba
- Título de vapor $\chi_4 \geq 0.9$ a la salida de la turbina

Bomba: Puntos 1-2

El agua entra en estado líquido saturado al dispositivo (no admite vapor) y se comprime hasta una presión de 100 bares con un rendimiento isentrópico del 90%. En esta fase del ciclo el fluido recibe potencia para aumentar su presión. Despreciando pérdidas y energías cinética y potencial, el trabajo específico introducido es:

$$\dot{W}_{\text{bomba}} = h_2 - h_1 \quad (68)$$

$$\text{Con } \eta_b = \frac{\dot{W}_{\text{bomba,ideal}}}{\dot{W}_{\text{bomba,real}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = 0.9$$

Caldera / Intercambiador: Puntos 2-3

El agua en estado líquido entra en el intercambiador de calor donde recibe energía térmica a presión constante (100 bares) del fluido calentado en el receptor solar de la torre para salir en estado de vapor sobrecalentado. La temperatura alcanzada a la salida de esta fase es la temperatura máxima del ciclo. Se considera que la potencia cedida al agua en el intercambiador es el 60% de la potencia absorbida en el receptor. El calor específico absorbido por el agua es:

$$\dot{Q}_{int} = h_3 - h_2 \quad (69)$$

Turbina: Puntos 3-4

El agua entra en estado gaseoso a la turbina, donde reduce su presión y genera energía con un rendimiento isentrópico del 90%. El fluido sale con un título de vapor ligeramente superior a 0.9. El trabajo específico generado en la turbina es:

$$\dot{W}_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (70)$$

$$\text{Con } \eta_t = \frac{\dot{W}_{turbina,real}}{\dot{W}_{turbina,ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0.9$$

Condensador: Puntos 4-1

El fluido entra en estado bifásico con un título de vapor $x_4 \geq 0.9$ y se transforma en líquido saturado a una presión constante que variará según la temperatura máxima del ciclo. El calor específico cedido en el condensador es:

$$\dot{Q}_{condensador} = h_4 - h_1 \quad (71)$$

El rendimiento del ciclo quedaría como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{int}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{int}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (72)$$

3.4. Almacenamiento

El almacenamiento del fluido para conservar su energía térmica es uno de los mayores retos para el futuro de este tipo de instalaciones, puesto que permite tener una fuente de energía en ausencia de luz solar. Hasta el momento el método más común de almacenamiento es el de dos tanques, uno con fluido frío y otro con fluido caliente. Por ejemplo, la planta Gemasolar en España dispone de un almacenamiento en 2 tanques con una autonomía de hasta 15 horas sin luz solar. Sin embargo, además de este método convencional se va a ver un método más innovador que se ha probado en escala reducida para algunas sales fundidas: el almacenamiento en un solo tanque.

Almacenamiento en 2 tanques (Single-medium):

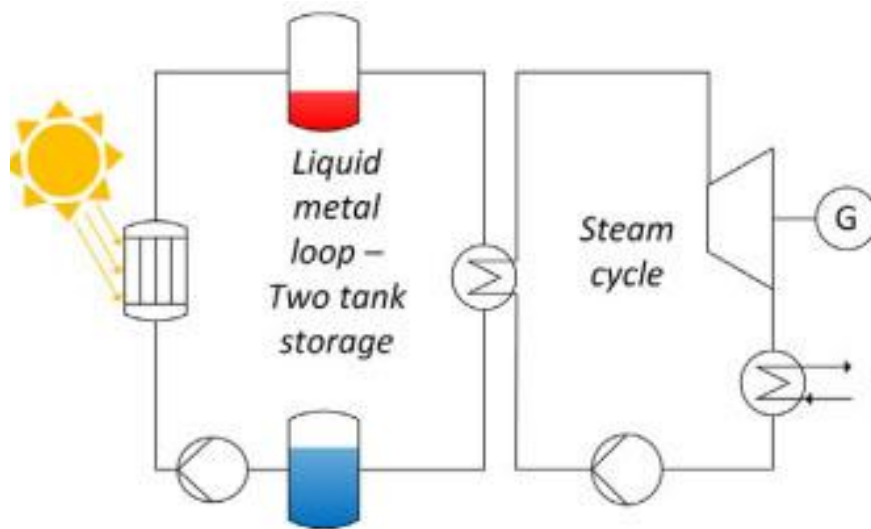


Figura 3.10: Esquema del almacenamiento en 2 tanques (Single-medium) [7]

El almacenamiento directo en 2 tanques es el sistema más avanzado hoy en día y está en uso en varias plantas solares comerciales como Gemasolar (Sevilla). Se utiliza generalmente con sales solares aunque también se ha probado con sodio en las instalaciones de IEA-SPSS (Almería) en los años 80. En el esquema se aprecia como el fluido del tanque caliente se dirige a un intercambiador de calor con el agua del ciclo de vapor para posteriormente introducirse en el tanque frío.

Almacenamiento en 1 tanque (Dual-medium):

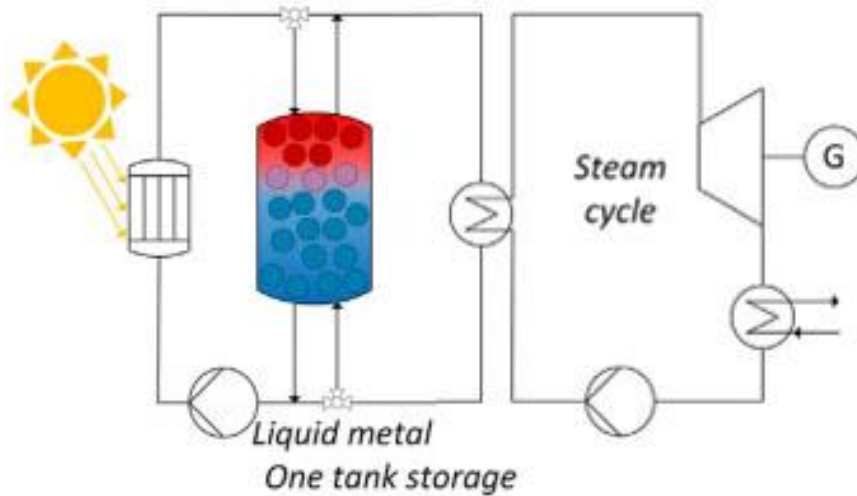


Figura 3.11: Esquema del almacenamiento en 1 tanque (Dual-medium) y ciclo de potencia [7]

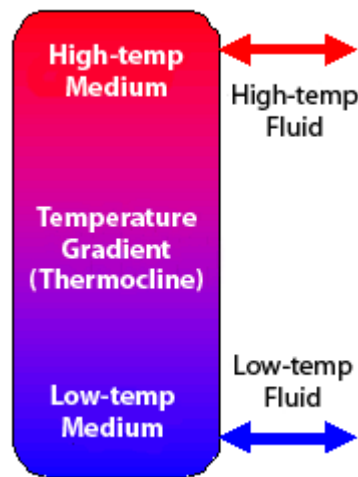


Figura 3.12: Esquema del almacenamiento en 1 tanque (Dual-medium) (Google)

Este método tiene como objetivo ahorrar costes en el material del tanque. El fluido se almacenaría en un solo tanque junto con un material de relleno, generalmente mucho más barato que el fluido de trabajo. El fluido caliente se encontraría en la parte superior del tanque (menos denso) y el frío en la parte inferior. Este tipo de almacenamiento solo es posible si existe una termoclina entre ambas partes, es decir si se consigue una buena estratificación de la temperatura del fluido en el tanque haciendo que haya un cambio rápido de temperatura con la altura. El tanque estaría compuesto por dos partes isotermas (caliente arriba y fría abajo) separadas por una estrecha región de gradiente de temperatura (termoclina o zona de intercambio de calor). Durante el proceso de carga, entra por la parte superior del tanque fluido calentado en el receptor de la torre solar mientras que el frío sale por la parte inferior para dirigirse al receptor y recibir calor de los

heliostatos. En el proceso de descarga, fluido frío procedente del bloque de potencia entra por la parte inferior del tanque y fluido caliente sale por la parte superior para ceder calor en el ciclo de vapor. Se utilizan distribuidores para garantizar un flujo uniforme y unidireccional para evitar que las partes fría y caliente se mezclen. Las principales ventajas de este tipo de almacenamiento son el ahorro en material del tanque y en el fluido de trabajo, ya que el relleno hace que sea necesaria menos cantidad. Por otro lado, los inconvenientes son el estado de madurez del sistema, y la posibilidad de que el material de relleno cause daños mecánicos en el tanque [18].

Se compararán ambos tipos de almacenamiento según los siguientes criterios:

- Coste medio de almacenamiento
- Volumen de almacenamiento

3.4.1. Coste medio de almacenamiento

El coste medio de almacenamiento se calcula en €/kWh, y depende del coste del fluido, de sus propiedades termofísicas y del rango de temperaturas en el que está trabajando. Así, cuanto mayor sean el rango de operación en la planta solar y el calor específico, menor será el coste medio de almacenamiento. En el caso del almacenamiento en un solo tanque, el coste dependerá también de las propiedades del material de relleno, y de la fracción de vacío $\epsilon = 0.25$. Las expresiones del coste de almacenamiento serían las siguientes [7]:

$$coste_{single-medium} = \frac{coste_f}{\Delta T \cdot C_{p,m_f}} \cdot 3600 \quad (73)$$

$$coste_{dual-medium} = \frac{\rho_f \cdot \epsilon \cdot coste_f + \rho_r (1 - \epsilon) coste_r}{\Delta T \cdot (\epsilon \cdot \rho_f \cdot C_{p,m_f} + (1 - \epsilon) \cdot \rho_r \cdot C_{p,m_r})} \cdot 3600 \quad (74)$$

3.4.2. Volumen de almacenamiento

La energía específica se puede definir como el producto del calor específico por el diferencial de temperatura y tiene un alto impacto en el coste de almacenamiento medio del fluido. Sin embargo, los costes del material de almacenamiento, bombeo etc, dependen del valor de la energía por unidad de volumen. Cuanto mayor sea ésta última, menor será el volumen necesario para almacenar el fluido de trabajo.

Las expresiones de los parámetros mencionados son:

$$C_{single-medium,m} = C_{p,m} \cdot \Delta T \quad (75)$$

$$C_{dual-medium,m} = \frac{C_{p,m_f} \cdot \rho_f \cdot \epsilon + C_{p,m_r} \cdot \rho_r (1 - \epsilon)}{\rho_f \cdot \epsilon + \rho_r (1 - \epsilon)} \cdot \Delta T \quad (76)$$

$$C_{single-medium,v} = C_{single-medium,m} \cdot \rho_f \quad (77)$$

$$C_{dual-medium,v} = C_{dual-medium,m} \cdot (\epsilon \cdot \rho_f + (1 - \epsilon) \rho_r) \quad (78)$$

Es necesario apuntar que en un almacenamiento de un solo tanque (dual-medium) en torno al 20-30% del volumen es inutilizable ya que es el volumen de la termoclina, indispensable para mantener la parte superior del tanque caliente y la inferior fría.

4. Resultados

4.2. Receptor Solar

Se ejecuta el programa descrito en el apartado 4.1.4 con el fin de analizar el comportamiento termodinámico de los distintos fluidos de trabajo. De nuevo, el desarrollo del programa diseñado se encuentra en Anexo para el caso del sodio.

La comparación del funcionamiento de los fluidos se realiza en distintos rangos de temperatura, teniendo en cuenta que la temperatura media de los fluidos y la temperatura superficial interna de los tubos no pueden superar las temperaturas máximas soportadas por los fluidos, para evitar su descomposición y la corrosión en los tubos.

En el análisis se estudiarán distintos parámetros termodinámicos para entender mejor los efectos de cada fluido en la instalación. Por un lado se compararán el coeficiente de convección interna h de los fluidos, que nos hará entender la capacidad de absorber calor de cada uno de ellos. Por otro lado se observará la pérdida de carga producida por el paso del fluido por los tubos, siendo su valor máximo recomendado $\Delta p = 20 \text{ bar}$ [12] para no tener potencias de bombeo excesivas. Además, se contrastará el valor del número de Biot Bi en cada caso, analizando hasta qué punto es despreciable la transferencia de calor por conducción. Del mismo modo se medirá el estrés térmico en los tubos, teniendo en cuenta únicamente las variaciones de temperatura radiales. El estrés térmico máximo debe valer a lo sumo el 40% o 50% del UTS del material para evitar fallos estructurales por fatiga [12,19]. Por último, se mirará el gasto másico necesario en cada rango de operación estudiado y se calculará la eficiencia térmica del receptor.

El programa diseñado calcula h , Bi , Δp y σ_{th} en cada porción de tubo. Para el análisis se obtendrá el valor medio de los dos primeros, y el valor acumulado del tercero. En cuanto al estrés térmico, se calcula en cada porción el ratio σ_{th}/UTS verificando que el ratio máximo no supera los valores límite. Igualmente, para hallar la eficiencia del receptor se calcula en cada porción de tubo la potencia absorbida por el fluido y la procedente de los heliostatos, siendo la eficiencia la división del valor acumulado de estas potencias.

$$h = \frac{K \cdot Nu}{D_{int}} \quad (79)$$

$$Bi = \frac{h \cdot D_{int}}{4K} \quad (80)$$

$$\Delta p = \frac{f \cdot \rho \cdot v^2 \cdot L_{porción}}{2D_{int}} \quad (81)$$

$$\sigma_{th} = \frac{(T_{s,ext} - T_{s,int})\alpha_t \cdot E}{2(1 - \vartheta_{p,tubos}) \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)} \left(1 - \frac{2D_{int}^2}{D_{ext}^2 - D_{int}^2} \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)\right) \quad (82)$$

$$\eta_{receptor} = \frac{\sum Q_{absor}}{\sum Q_{helio}} \quad (83)$$

Cuando Matlab se ejecuta, nos permite visualizar varias gráficas, entre ellas la de las potencias, en las que podemos ver la potencia de los heliostatos, las pérdidas por radiación y convección, y la absorbida por el fluido. La tendencia de esta gráfica es muy parecida para todos los casos, variando los valores de las pérdidas y por tanto de la potencia absorbida.

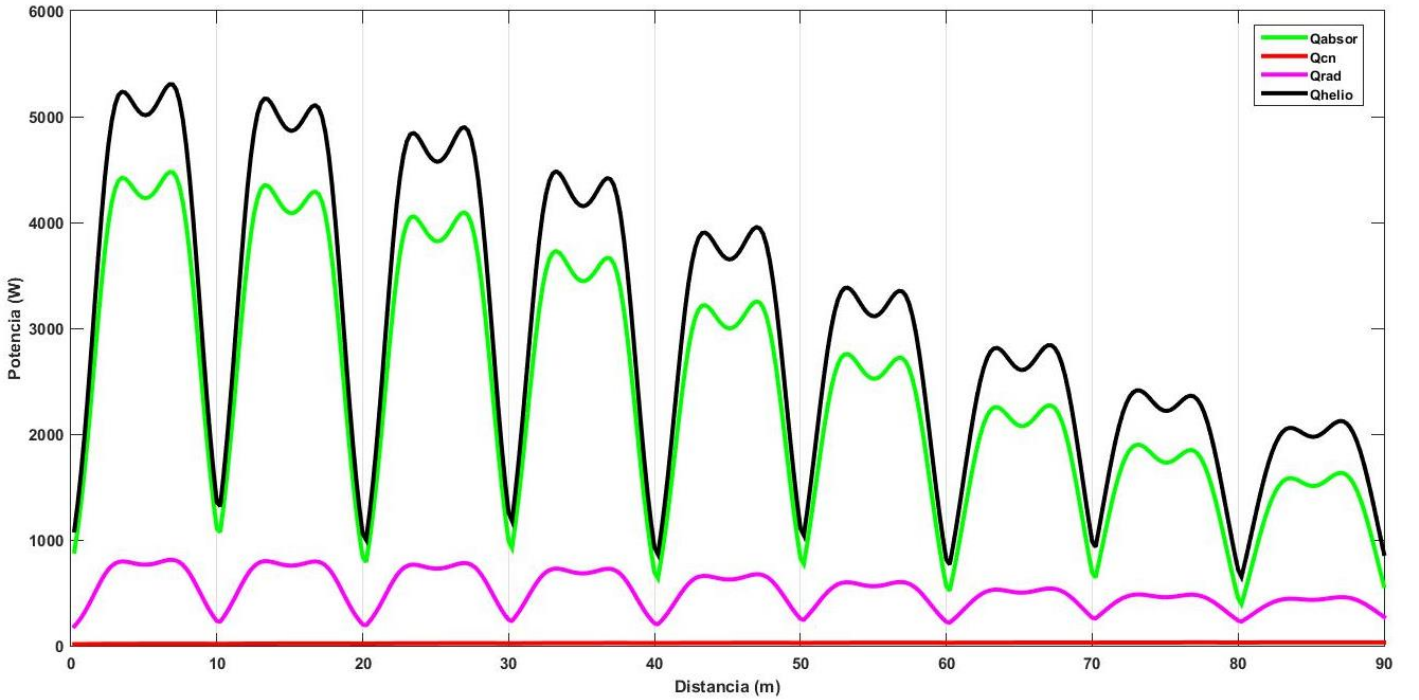


Figura 4.1: Variación de potencias a lo largo de los tubos

En la figura 4.1 se puede apreciar el comportamiento de las distintas potencias en el transcurso del fluido por los 90 metros de tubo, o sea en el recorrido del fluido en medio receptor. Se representa en negro la potencia procedente de los heliostatos, en verde la absorbida por el fluido y en rosa y rojo las pérdidas de radiación y convección respectivamente, siendo las primeras las más importantes.

Se observa una tendencia parecida en todas las potencias, las gráficas están claramente divididas en 9 partes, una por cada panel de tubos de medio receptor. Es por ello que estas partes están distribuidas en intervalos de 10 metros, es decir la longitud de un tubo (o un panel).

Llama la atención que en cada tubo la potencia crece de los 0 a 5 metros en cada intervalo y decrece de los 5 a los 10. Esto se explica analizando el mapa de flujo de calor, en el que hay valores mínimos en las partes superior e inferior, y máximos en la zona central. Este comportamiento se distingue menos para la potencia cedida por convección natural, al tratarse de valores mucho más bajos. Por último, las gráficas tienen una tendencia decreciente porque el fluido recorre el receptor de Norte a Sur, siendo los flujos de calor máximos en el Norte y mínimos en el Sur.

Tras una breve descripción de la información proporcionada por el programa, se procede a comparar en detalle el comportamiento en el receptor solar del sodio con el resto de fluidos de trabajo.

4.2.1. Sodio vs Aceite térmico

La comparación se efectúa en el rango de temperaturas 285-380°C, asegurando que la temperatura superficial interna del tubo no supera los 400°C, temperatura de descomposición del aceite térmico Therminol VP1.

Los datos térmicos recogidos se resumen en la siguiente tabla:

Parámetro	Sodio	Aceite Térmico
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	81130	13143
Bi	6.28	846.54
$(\sigma_{th}/UTS)_{m\acute{a}x} (\%)$	3.56	3.55
$\Delta p (bar)$	69.7	23.4
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	909.07	490.7
$\dot{m}_{tubo} \left(\frac{kg}{s} \right)$	7.84	4.23
$\eta_{receptor} (\%)$	83.45	83.32

Tabla 4.1: Comparación del Sodio y del Aceite térmico en el receptor

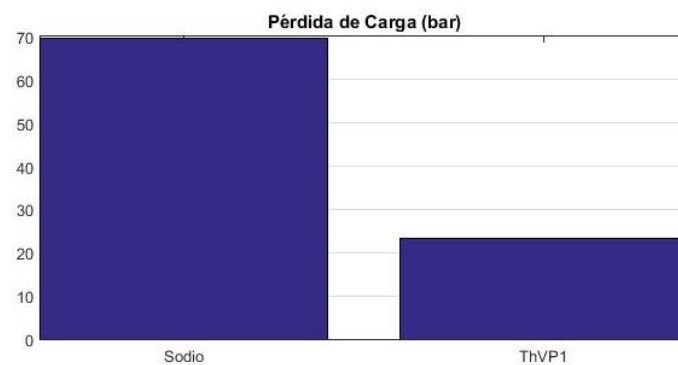


Figura 4.2: Pérdida de carga del sodio y del aceite térmico

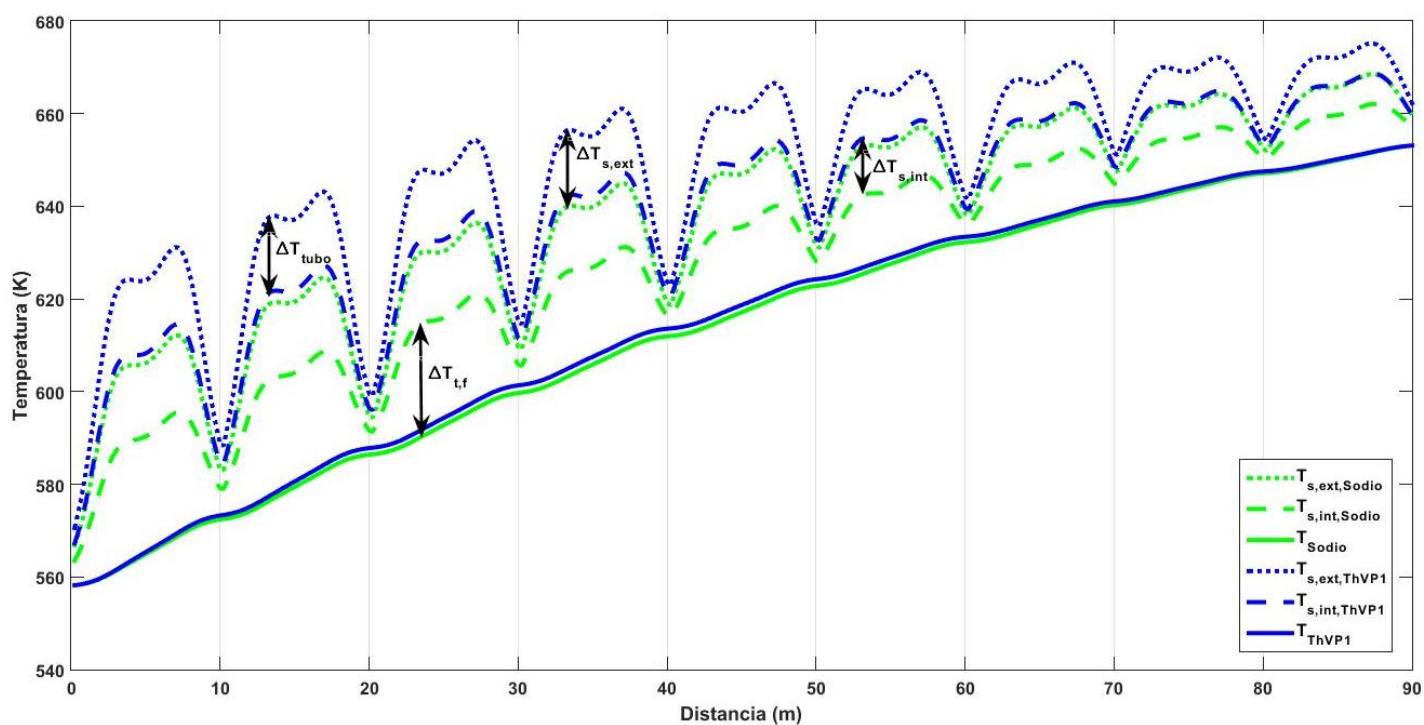


Figura 4.3: Comparación de temperaturas del Sodio y del Aceite

Parámetro	Sodio	Aceite Térmico
ΔT_{tubo} (°C)	1.8 - 16.7	1.8 - 16.7
$\Delta T_{t,f}$ (°C)	3 - 26.9	4.8 - 45.3
$(\Delta T_{s,ext})_{Aceite-Na}$ (°C)	2.3 - 19	
$(\Delta T_{s,int})_{Aceite-Na}$ (°C)	2.3 - 19	

Tabla 4.2: Variación de temperaturas del Sodio y del Aceite

En la figura 4.3 se observa que para el rango de temperaturas estudiado, la temperatura media de los fluidos es muy parecida pero no así las temperaturas superficiales de tubo. Cuando por el receptor circula aceite, las temperaturas de tubo son entre 2.3 y 19°C mayores que cuando circula sodio, lo que significa que el sodio refrigera mejor los tubos. La diferencia de temperaturas entre las superficies interna y externa del tubo (ΔT_{tubo} en el gráfico) oscila en el rango 1.8-16.7°C para ambos fluidos lo cual tiene sentido al tratarse del mismo material (misma conductividad). Sin embargo la diferencia entre la temperatura interna del tubo y la media del fluido ($\Delta T_{t,f}$) es más alta para el aceite con variaciones entre 4.8 y 45.3°C por variaciones entre 3 y 26.9°C para el sodio. Esta diferencia se debe a que el coeficiente de convección interna h del sodio es en torno a 6 veces mayor que del aceite. El número de Biot medio es muy alto para el aceite (787), sin embargo para el sodio tiene un valor considerablemente pequeño (5.64). Esto significa que al despreciar la transferencia de calor por conducción, probablemente se esté cometiendo un error significativo en los resultados.

El estrés térmico no supera en ningún caso el 40% del UTS del material por lo que no es crítico. Es más importante el control de la temperatura interna de tubo para evitar descomposición del fluido llegando en este caso hasta un máximo de 395.5°C, menos que el límite (400°C).

En cuanto a la pérdida de carga, el sodio supera en más de 3 veces el valor permitido (20 bares) mientras que el aceite lo supera ligeramente. Al no cumplir con el criterio de pérdida de carga se descartan análisis posteriores en este intervalo de temperaturas. Además, la temperatura de salida no es muy elevada y no interesa para conseguir altos rendimientos en el bloque de potencia.

El gasto másico necesario para el sodio es de 900 kg/s, prácticamente el doble que para el aceite.

La eficiencia del receptor ronda el 83% y es prácticamente idéntica para ambos fluidos, siendo algo menor la del aceite, ya que los tubos están más calientes lo que hace que las pérdidas de potencia por radiación y convección sean más elevadas.

4.2.2. Sodio vs Gases

Se decide comparar el sodio con distintos gases en el rango de temperaturas 285-515°C, rango también soportado por las sales fundidas (Hitec y Sales Solares).

Parámetro	Sodio	Aire	CO ₂	H ₂
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	44566	11375	11305	19834
Bi	3.67	1252.5	1312.3	326.39
$(\sigma_{th}/UTS)_{m\acute{a}x} (\%)$	3.55	3.55	3.55	3.55
$\Delta p \text{ (bar)}$	13.5	1508.4	898.8	150.2
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	374.93	448.22	428.54	32.93
$\dot{m}_{tubo} \left(\frac{kg}{s} \right)$	3.23	3.86	3.69	0.28
$\eta_{receptor} (\%)$	82.32	82.15	82.14	82.21

Tabla 4.3: Comparación del Sodio y de los gases en el receptor

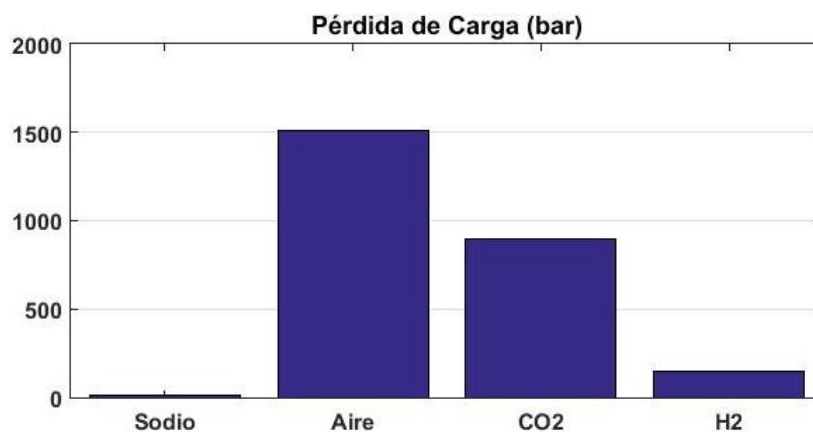


Figura 4.4: Pérdida de carga del sodio y de los gases

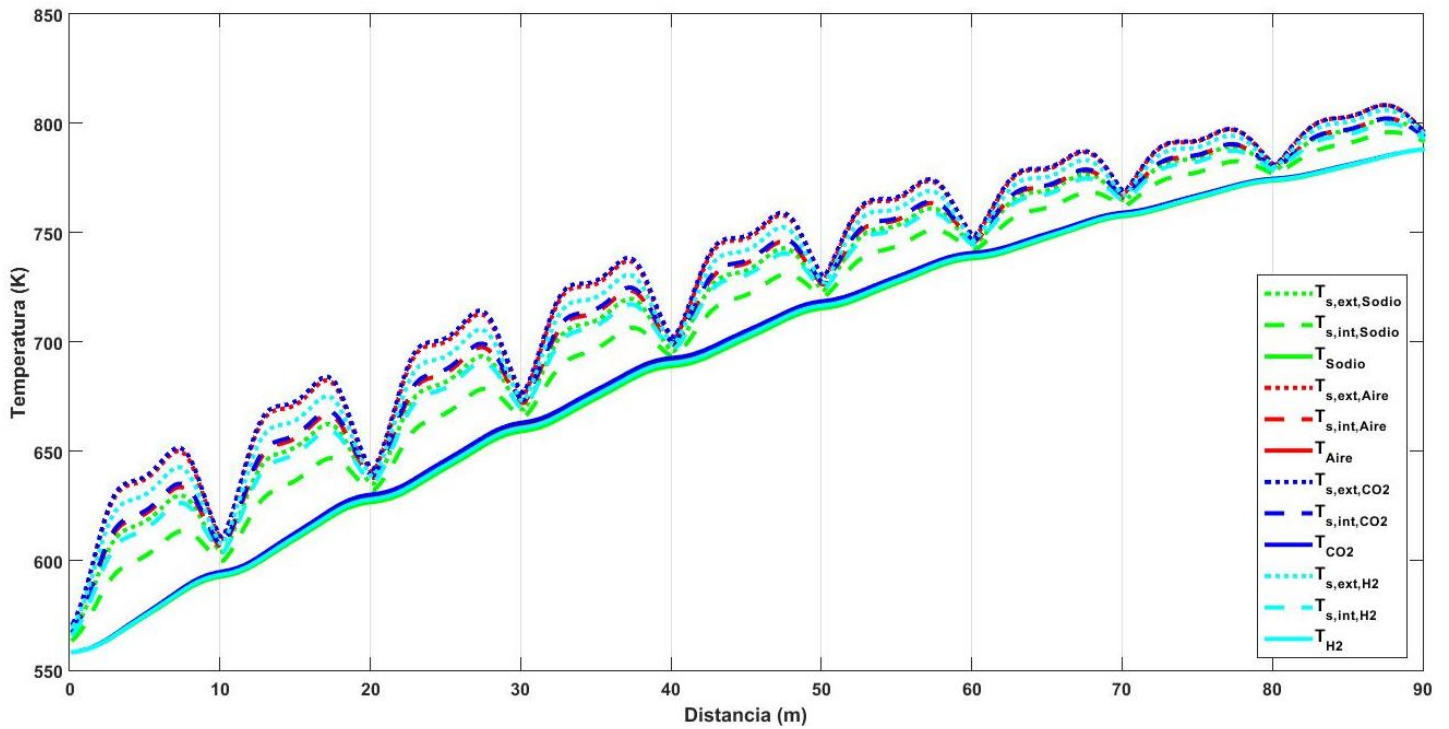


Figura 4.5: Comparación de temperaturas del Sodio y de los gases

Parámetro	Sodio	Aire	CO ₂	H ₂
ΔT_{tubo} (°C)	1.6 – 16.7	1.6 – 16.7	1.6 – 16.7	1.6 – 16.7
$\Delta T_{t,f}$ (°C)	2.9 – 29.2	4.6 – 48.7	4.5 – 49.6	4 – 41.7
$(\Delta T_{s,ext})_{Aire-Na}$ (°C)	2.2 – 20.6			
$(\Delta T_{s,int})_{Aire-Na}$ (°C)	2.2 – 20.6			
$(\Delta T_{s,ext})_{CO_2-Na}$ (°C)	2.3 - 22			
$(\Delta T_{s,int})_{CO_2-Na}$ (°C)	2.3 - 22			
$(\Delta T_{s,ext})_{H_2-Na}$ (°C)	1.4 – 13.1			
$(\Delta T_{s,int})_{H_2-Na}$ (°C)	1.4 – 13.1			

Tabla 4.4: Variación de temperaturas del Sodio y de los gases

Al igual que ocurriría con el aceite, cuando por el receptor circulan gases las temperaturas de tubo son mayores que cuando lo hace el sodio, que demuestra ser mejor refrigerante. Cuando circula dióxido de carbono las temperaturas superficiales de tubo son entre 2.3 y 22°C mayores que cuando circula Sodio, igualmente, con el Aire son entre 2.2 y 20.6°C mayores y con el hidrógeno entre 1.4 y 13.1°C más elevadas. La diferencia de temperaturas superficiales (ΔT_{tubo}) oscila entre los mismos valores para todos los fluidos, entre 1.6 y 16.7°C al usar siempre el mismo material.

La diferencia entre la temperatura interna del tubo y la media del fluido ($\Delta T_{t,f}$) también es más alta para los gases variando para el aire entre 4.6 y 48,7°C, para el CO₂ entre 4.5 y 49.6°C, para el H₂ entre 4 y 41.7°C mientras que para el sodio entre tan solo 2.9 y 29.2°C. Esta diferencia es provocada por la disparidad de los coeficientes de convección interna h , siendo la del sodio 4 veces la del aire y el CO₂ y 2 veces la del H₂.

El número de Biot es muy elevado para los gases, pero tiene un valor aún más bajo que antes para el sodio (3.67). Esto nos hace pensar que a medida que aumentamos la temperatura de salida la transferencia de calor por conducción es más importante y por tanto el error cometido en los cálculos también.

El estrés térmico máximo es el mismo para todos los casos, ya que ΔT_{tubo} es igual para todos. No supone un riesgo estructural al ser como máximo el 3.55% del UTS del material. En este caso la temperatura superficial interna no es un parámetro crítico ya que el sodio es líquido hasta los 873°C y los gases no se descomponen.

Observando la figura 4.5 se ve como la pérdida de carga de los gases es mucho mayor que la del sodio, excediendo sobradamente el valor límite permitido. El sodio cumple sin problemas, siendo la pérdida de carga igual a 13.5 bares.

El gasto másico de los fluidos es del orden de los 400 kg/s salvo para el hidrógeno, con 32.93 kg/s.

Al aumentar el rango de operación en 135°C el gasto másico del sodio desciende en torno al 60% y la pérdida de carga un 80% para entrar en valores admisibles.

Como se vio para el caso del aceite, mayores temperaturas de tubo implican mayores pérdidas de potencia, por ello el rendimiento del receptor es mayor para el sodio (82.32%), seguido del hidrógeno (82.21%), aire (82.15%) y dióxido de carbono (82.14%). En cualquier caso, el único fluido utilizable sería el sodio ya que los gases incumplen el criterio de la pérdida de carga. Por este motivo, se considera que los gases son inadecuados para este tipo de receptor y se descartan para las próximas fases del análisis.

4.2.3. Sodio vs Sales Fundidas

En última instancia, se compara el sodio con los 2 tipos de sal fundida estudiados, Hitec y Sales Solares. Al tener temperaturas límite diferentes (535 y 600°C respectivamente) se dividirá el análisis en dos rangos de temperatura. El primer rango será 285-515°C para evitar que se alcance la temperatura de descomposición del Hitec y se comparará a los 3 fluidos. El segundo rango será 285-580°C evitando que se alcance la temperatura de descomposición de las Sales Solares, que

se comparará con el sodio. Por último, ya que el sodio es líquido hasta los 873°C, se puede calentar más en el receptor por lo que se verá su comportamiento en rangos más amplios: 285-600°C, 285-700°C y 285-800°C.

Entrada a 285°C, salida a 515°C:

Parámetro	Sodio	Hitec	Sales Solares
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	44566	12503	9223.1
Bi	3.67	102.16	99.39
$(\sigma_{th}/UTS)_{máx} (\%)$	3.55	3.54	3.54
$\Delta p \text{ (bar)}$	13.5	10.5	6.3
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	374.93	414.34	317.72
$\dot{m}_{tubo} \left(\frac{kg}{s} \right)$	3.23	3.57	2.74
$\eta_{receptor} (\%)$	82.32	82.18	82.1

Tabla 4.5: Comparación del Sodio y de las sales fundidas en el receptor

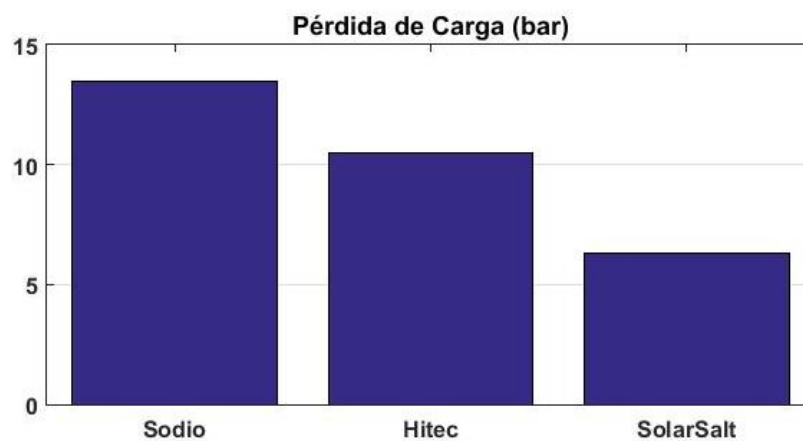


Figura 4.6: Pérdida de carga del sodio y de las sales fundidas

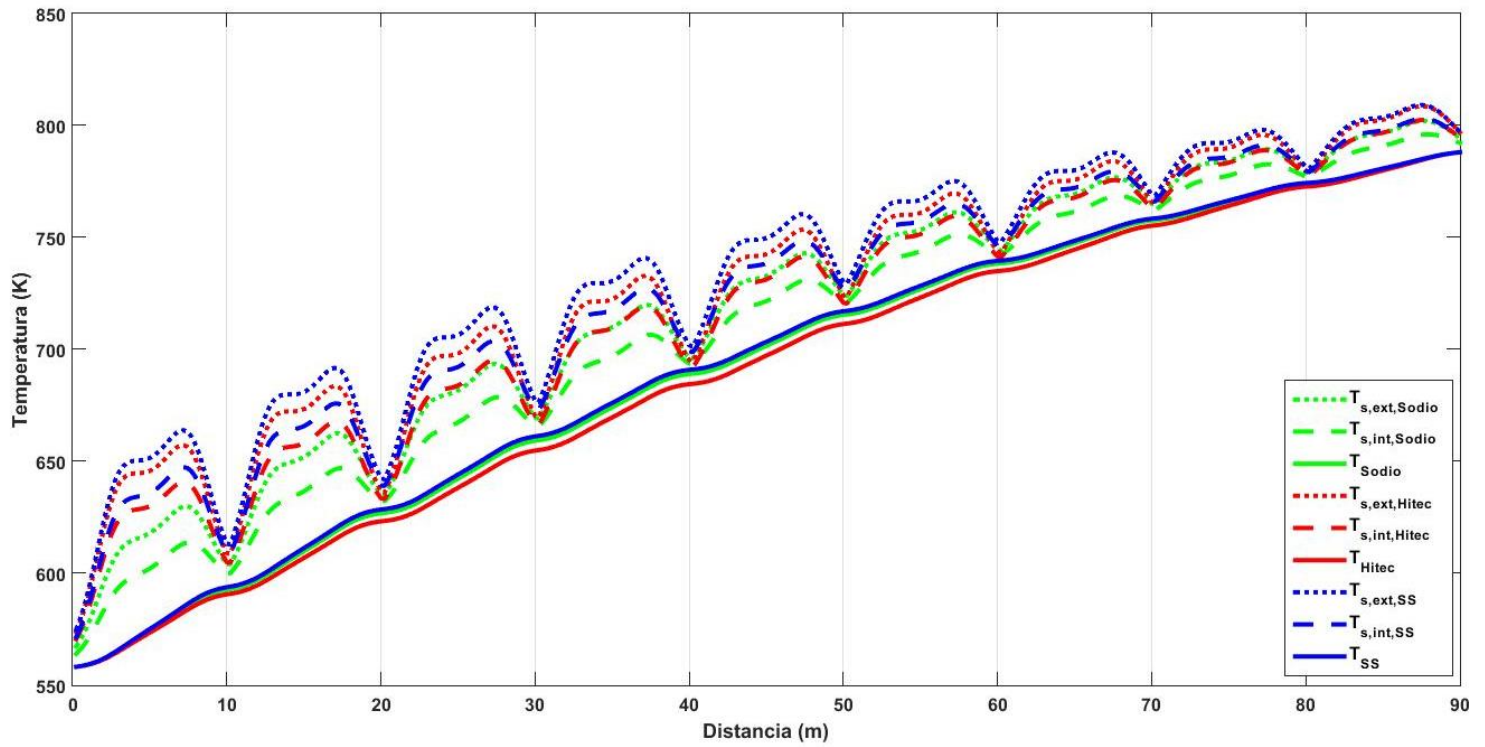


Figura 4.7: Comparación de temperaturas del Sodio y de las sales fundidas

Parámetro	Sodio	Hitec	Sales Solares
ΔT_{tubo} (°C)	1.6 – 16.7	1.6 – 16.7	1.6 – 16.7
$\Delta T_{t,f}$ (°C)	2.9 – 29.2	4.7 – 59.9	4.8 – 64.4
$(\Delta T_{s,ext})_{Hitec-Na}$ (°C)	-1.4 – 30.4		
$(\Delta T_{s,int})_{Hitec-Na}$ (°C)	-1.4 – 30.4		
$(\Delta T_{s,ext})_{SS-Na}$ (°C)	2.3 – 35.9		
$(\Delta T_{s,int})_{SS-Na}$ (°C)	2.3 – 35.9		

Tabla 4.6: Variación de temperaturas del Sodio y de las sales fundidas

De nuevo se observa como el sodio refrigera mejor los tubos, ya que cuando circula por el receptor las temperaturas de tubo son menores que cuando lo hacen Sales Solares o Hitec. Con las Sales Solares las temperaturas de tubo son entre 2.3 y 35.9°C más altas que con el sodio. Del otro lado, cuando Hitec recorre el receptor, las temperaturas superficiales son mayores que cuando circula sodio en casi todo el recorrido, sin embargo, observamos que hay algunas zonas donde las temperaturas de tubo son menores que con el sodio. Estas regiones se localizan en los extremos de los tubos, donde el flujo de calor es más bajo. La diferencia entre las temperaturas superficiales

con Hitec y con Sodio oscilan entre -1.4 y 30.4°C. Para el sodio y las sales fundidas, la diferencia de temperatura entre las superficies interna y externa de los tubos (ΔT_{tubo}) oscila de nuevo entre 1.6 y 16.7°C. La diferencia entre la temperatura interna del tubo y la temperatura media del fluido sigue siendo 2.9-29.2°C cuando circula sodio, la menor de todas ya que para las sales fundidas es incluso mayor que para los gases, estando entre 4.7-59.9°C para Hitec y 4.8-64.4°C para las Sales Solares. Observando los valores del coeficiente h , los resultados tienen sentido ya que es mayor para el sodio, seguido de Hitec y después por las Sales Solares.

Mirando los datos del número de Biot en la tabla 4.5, se entiende que la transferencia por conducción es en torno a 25 veces mayor para el sodio que para las sales. Por tanto, se puede decir que el resultado obtenido para el sodio está más alejado de la realidad que el de las sales.

El ratio entre el estrés térmico y el UTS sigue sin ser crítico al no pasar del 3.55% en ninguno de los casos. El parámetro a observar con más atención es la temperatura superficial interna para el Hitec. Ésta no pasa de los 530°C por lo que el límite (535) no se supera y no hay riesgo de descomposición.

La pérdida de carga se encuentra en valores permitidos para los 3 fluidos. El sodio tiene el valor más elevado (13.5 bar), cerca le sigue Hitec (10.5 bar) y por último las Sales Solares (6.3), con prácticamente la mitad que el sodio.

El fluido que más gasto másico necesita es el sodio (374 kg/s), seguido de Hitec (414.34) y Sales Solares (317.72).

El sodio es el fluido más eficiente de los 3 aunque con ligera ventaja. Hitec y Sales Solares ofrecen rendimientos algo menores por tener temperaturas de tubo más altas, lo que aumenta el valor de las pérdidas. Sin embargo, la diferencia no es muy significativa ya que el sodio tiene un rendimiento de 82.32%, 0.14% más que el sodio y 0.22% más que las Sales Solares.

Como los 3 fluidos no incumplen ningún requisito en este rango de temperaturas, se podrán evaluar en las siguientes fases: ciclo de potencia y almacenamiento.

Entrada a 285°C, salida a 580°C:

Como el Hitec no soporta esta temperatura de salida, se comparará únicamente al Sodio con las Sales Solares. La temperatura de salida se establece para que la temperatura interior de tubo no supere los 600°C, temperatura de descomposición de las Sales Solares.

Parámetro	Sodio	Sales Solares
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	38058	7993.7
Bi	3.23	84.86
$(\sigma_{th}/UTS)_{m\acute{a}x} (\%)$	3.55	3.54
$\Delta p \text{ (bar)}$	8.46	3.89
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	291.11	244.45
$\dot{m}_{tubo} \left(\frac{kg}{s} \right)$	2.51	2.11
$\eta_{receptor} (\%)$	81.61	81.32

Tabla 4.7: Comparación del Sodio y las Sales Solares en el receptor

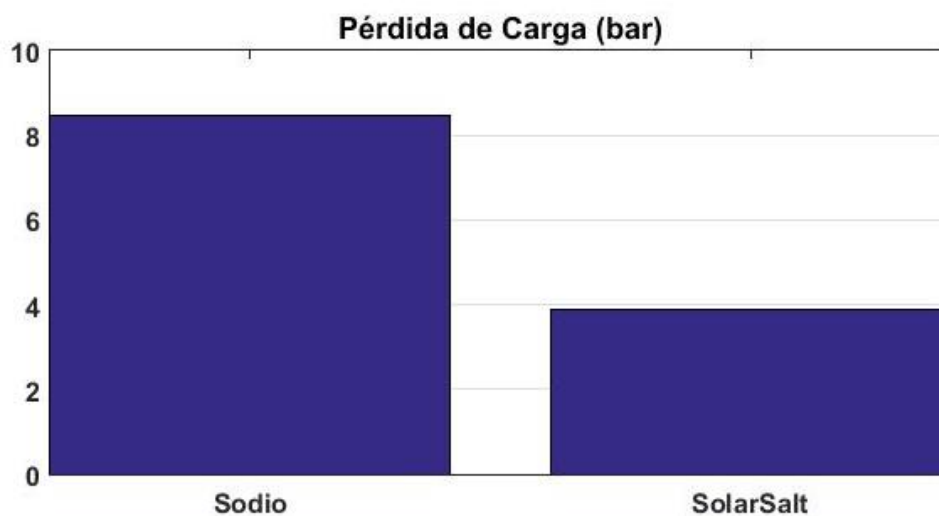


Figura 4.8: Pérdida de carga del sodio y las Sales Solares en el receptor

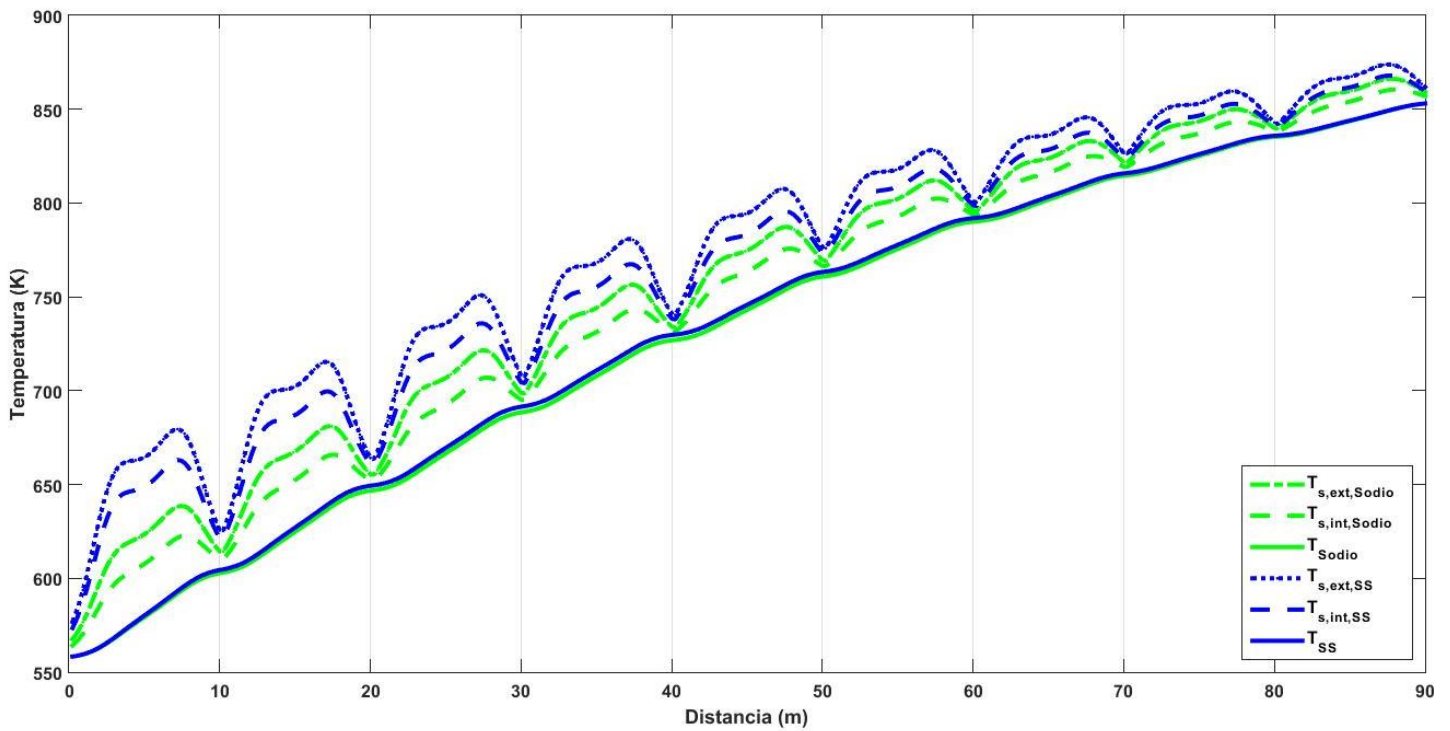


Figura 4.9: Comparación de temperaturas del Sodio y de las Sales Solares

Parámetro	Sodio	Sales Solares
ΔT_{tubo} (°C)	1.5 – 16.7	1.5 – 16.7
$\Delta T_{t,f}$ (°C)	2.7 - 30	4.7 – 73.2
$(\Delta T_{s,ext})_{SS-Na}$ (°C)	2.5 – 44.1	
$(\Delta T_{s,int})_{SS-Na}$ (°C)	2.5 – 44.1	

Tabla 4.8: Variación de temperaturas del Sodio y de las Sales Solares

Como en los casos anteriores, las temperaturas de tubo son menores cuando circula sodio en el receptor, lo que le convierte en mejor refrigerante. De hecho, la temperatura interna de tubo cuando circulan las Sales Solares es durante todo el recorrido mayor que la de tubo externa cuando circula el sodio. La diferencia de temperatura entre superficies aumenta en este caso, siendo entre 2.5 y 44.1°C mayores cuando hay Sales Solares en el receptor. Entre la cara interior y exterior de los tubos hay una diferencia de entre 1.5 y 16.7°C, rango casi idéntico a los otros casos. Entre el tubo y el fluido existe una diferencia entre 2.7 y 30°C para el Sodio, y un rango muy superior para las Sales Solares, entre 4.7 y 73.2°C. Estas diferencias se deben a que el Sodio tiene un coeficiente de convección interna h casi 5 veces mayor que las Sales Solares.

Los números de Biot descienden respecto al anterior rango de operación. La transferencia de calor por conducción aumenta con la temperatura, lo que aumenta el error cometido. Este error es mucho mayor para el Sodio, ya que su n° de Biot es 26 veces menor.

El estrés térmico máximo no varía y está como mucho en torno al 3.55% del UTS, no hay riesgo estructural. En cuanto a la descomposición de las Sales Solares, la parte interna del tubo alcanza una temperatura máxima de 594.8°C, inferior a los 600°C que marcan el inicio de la descomposición, tampoco hay peligro.

La pérdida de carga del sodio es más del doble que la de las Sales Solares, pero en ambos casos son valores aceptables (8.46 y 3.89 bar respectivamente).

El gasto másico sigue disminuyendo a medida que aumenta el rango de operación, quedando valores de orden parecido para el Sodio (291.11 kg/s) y Sales Solares (244.45).

El sodio presenta mejor rendimiento en el receptor con un 81.61%, 0.29% más que las Sales Solares. No es una diferencia muy significativa y como anteriormente, es provocada por temperaturas de tubo mayores cuando se utilizan Sales Solares, que generan pérdidas de potencia más altas.

Sodio y Sales Solares cumplen con las restricciones del receptor y serán analizados en las siguientes fases (ciclo Rankine y almacenamiento).

Entrada a 285°C salida a 600, 700 y 800°C:

A partir de estas temperaturas de salida, el sodio es el único fluido que no se descompone ya que aguanta hasta los 873°C en fase líquida. Se mostrarán las mismas tablas que en los casos anteriores y algunas gráficas explicativas:

Parámetro	Sodio		
	285-600°C	285-700°C	285-800°C
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	36527	30767	26857
Bi	3.13	2.76	2.52
$(\sigma_{th}/UTS)_{m\acute{a}x} (\%)$	3.55	3.55	3.54
$\Delta p \text{ (bar)}$	7.48	4.41	2.86
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	272.13	203.84	160.74
$\dot{m}_{tubo} \left(\frac{kg}{s} \right)$	2.35	1.76	1.39
$\eta_{receptor} (\%)$	81.37	79.92	78

Tabla 4.9: Comparación del Sodio en el receptor en los rangos 285-600 285-700 y 285-800°C

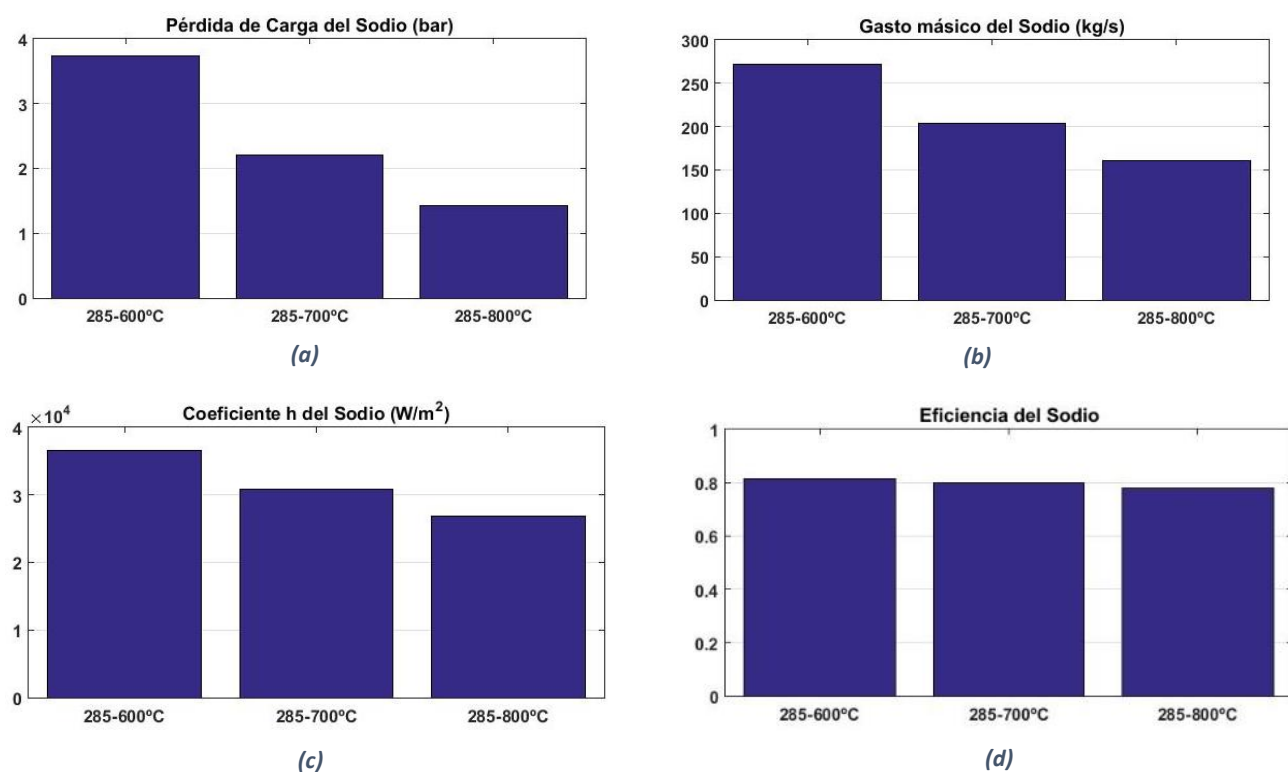


Figura 4.10: Parámetros del Sodio en distintos rangos de temperatura: (a) pérdida de carga, (b) gasto másico, (c) coeficiente h y (d) eficiencia en el receptor

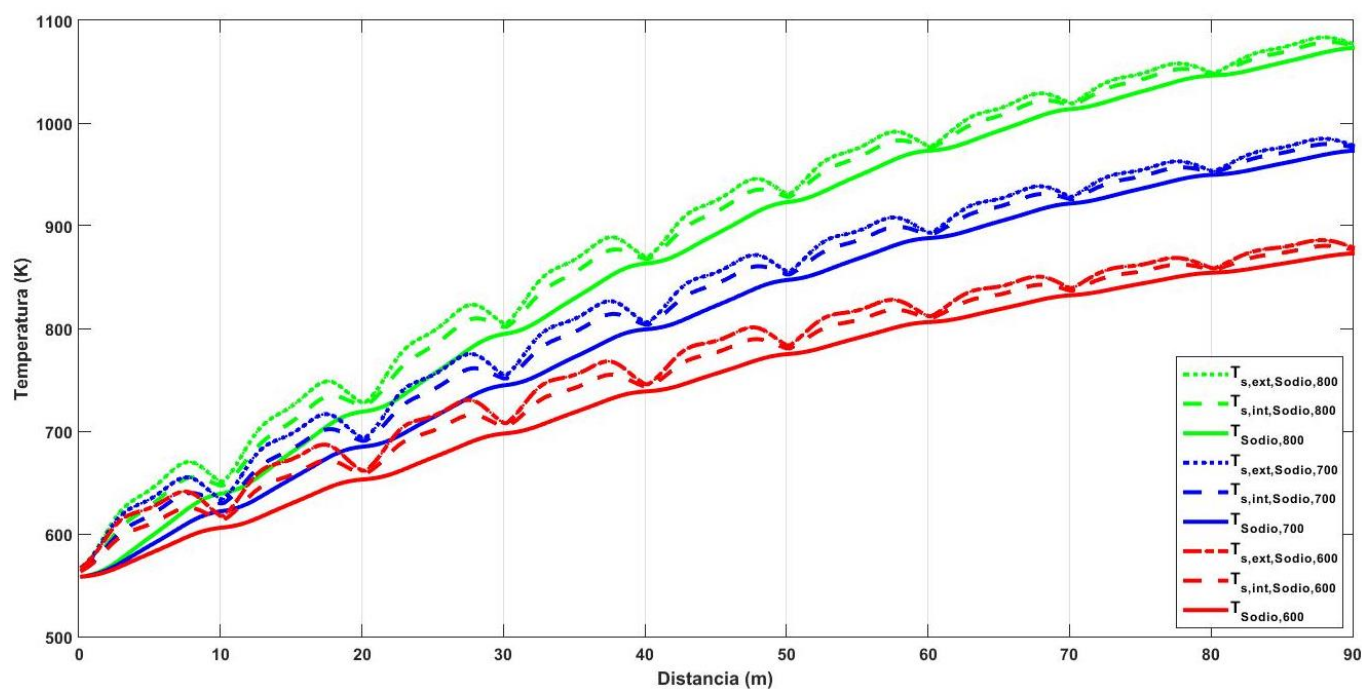


Figura 4.11: Comparación de temperaturas del Sodio en distintos rangos de temperatura

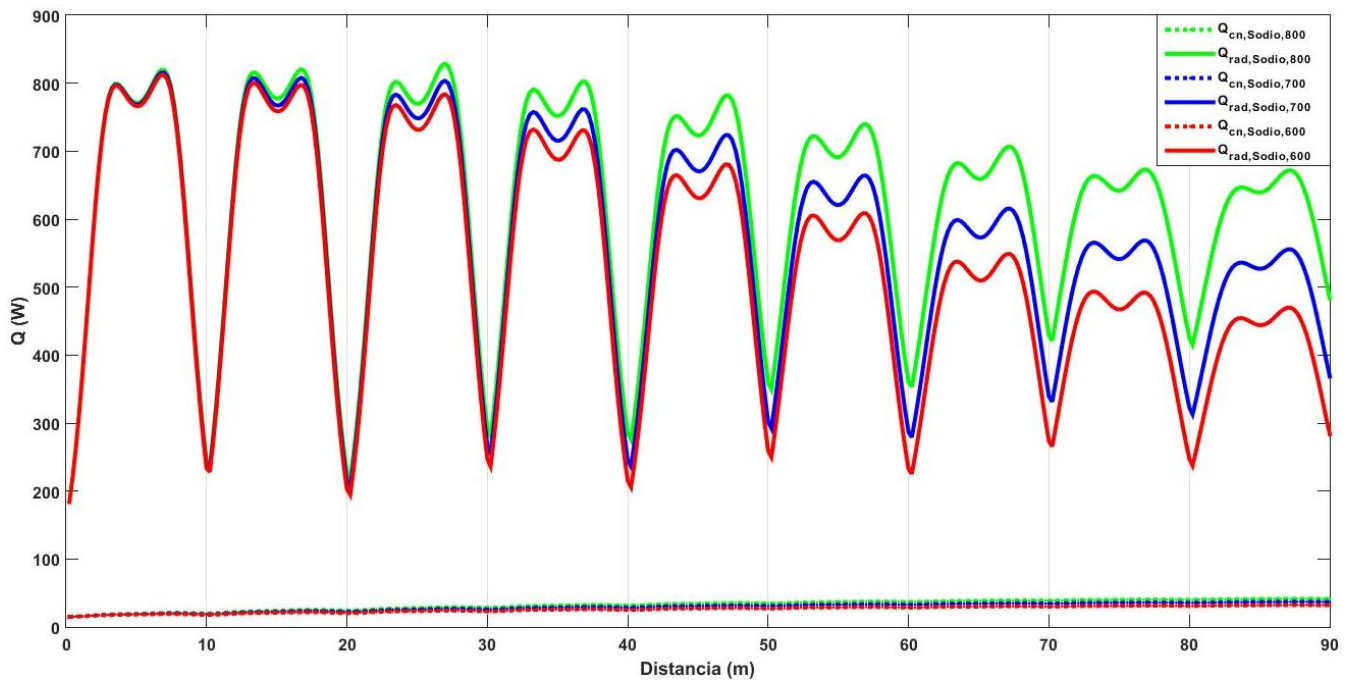


Figura 4.12: Comparación de las pérdidas del receptor en distintos rangos de temperatura

Parámetro	Sodio		
	285-600°C	285-700°C	285-800°C
ΔT_{tubo} (°C)	1.4 – 16.7	1.1 – 16.7	0.74 – 16.7
$\Delta T_{t,f}$ (°C)	2.7 – 30.3	2.2 – 31.3	1.5 – 32.2

Tabla 4.10: Variación de temperaturas del Sodio en los rangos 285-600 285-700 y 285-800°C

Mirando este caso se entiende mejor la evolución de los distintos parámetros termodinámicos a medida que aumentamos el rango de temperatura en el receptor.

Se observa que el coeficiente de transferencia de calor h tiene una tendencia descendiente al aumentar la temperatura de salida. La consecuencia de este descenso es el aumento de la diferencia de temperatura entre la pared y el fluido, cuanto más amplio el rango, más amplía la diferencia. Respecto al diferencial de temperaturas entre las caras del tubo, no se observa gran variación al variar la temperatura de salida, simplemente la diferencia mínima de temperatura desciende ligeramente cuando crece la temperatura de salida del receptor.

Por otro lado, al ampliar el rango de operación, el caudal másico necesario disminuye, así como la pérdida de carga en los tubos.

En este caso (Figura 4.12), se observa de forma más clara como al aumentar las temperaturas superficiales de los tubos, aumentan las pérdidas por radiación y convección. A medida que el

fluido completa su recorrido, las temperaturas superficiales son cada vez más dispares, por este motivo las pérdidas comienzan siendo parecidas pero se van dispersando a medida que el fluido avanza en el receptor.

Por último, se observa tanto para el Sodio como para las Sales Solares que la eficiencia del receptor baja a medida que se incrementa la temperatura de salida. A nivel del receptor no parece beneficioso aumentar la temperatura de salida, pero hay que valorar también el efecto de esta temperatura en el rendimiento del ciclo Rankine.

4.2.4. Resumen

Tras todo el análisis del receptor en distintos rangos de operación, se intentará resumir los datos más relevantes del estudio.

En primer lugar se demuestra la incompatibilidad de los gases en este tipo de receptores al generar una pérdida de carga en los tubos demasiado elevada. Lo mismo ocurre con el aceite térmico, que además de no cumplir con el criterio de pérdida de carga, empieza a descomponerse a una temperatura muy baja (400°C), lo que no es beneficioso para conseguir un alto rendimiento del ciclo de potencia Rankine.

El análisis se acota a una comparación entre el Sodio y las sales fundidas (Hitec y Sales Solares) en el receptor solar de la instalación. Los parámetros termodinámicos más importantes se reúnen en la siguiente tabla:

Rango de operación (°C)	285-515			285-580		285-600	285-700	285-800
Parámetro	Sodio	Hitec	Sales Solares	Sodio	Sales Solares	Sodio	Sodio	Sodio
$h \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$	44566	12503	9223,1	38058	7993,7	36527	30767	26857
$\Delta p \text{ (bar)}$	13,5	10,5	6,3	8,46	3,89	7,48	4,41	2,86
$\dot{m} \left(\frac{kg}{s} \right)$	374,93	414,34	317,72	291,11	244,45	272,13	203,84	160,74
$\eta_{receptor} \text{ (%)}$	82,32	82,18	82,1	81,61	81,32	81,37	79,92	78
$Q_{absor} \text{ (MW)}$	110,76	110,57	110,47	109,81	109,41	109,48	107,53	104,95

Tabla 4.11: Comparación global de los parámetros termodinámicos en el receptor

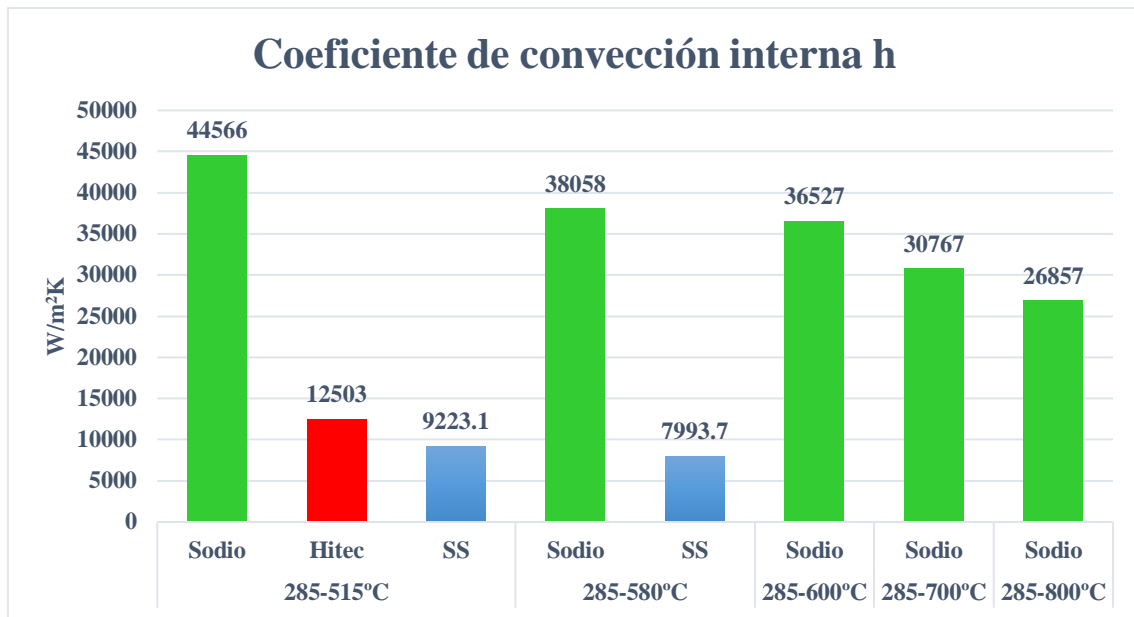


Figura 4.13: Coeficiente de convección interna

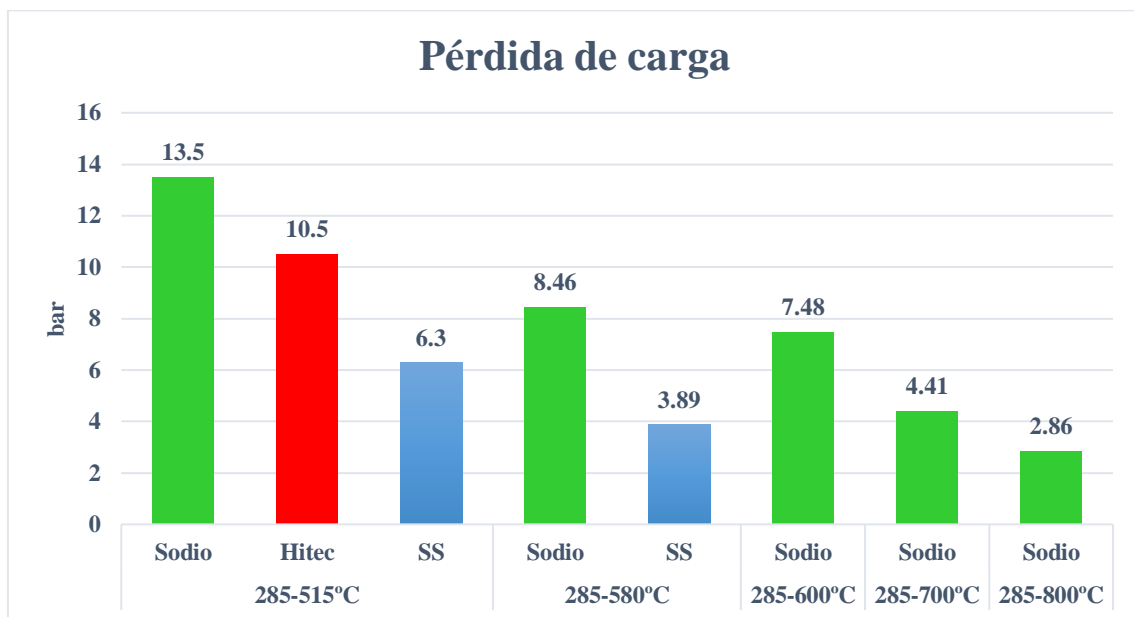


Figura 4.14: Pérdida de carga en los tubos del receptor

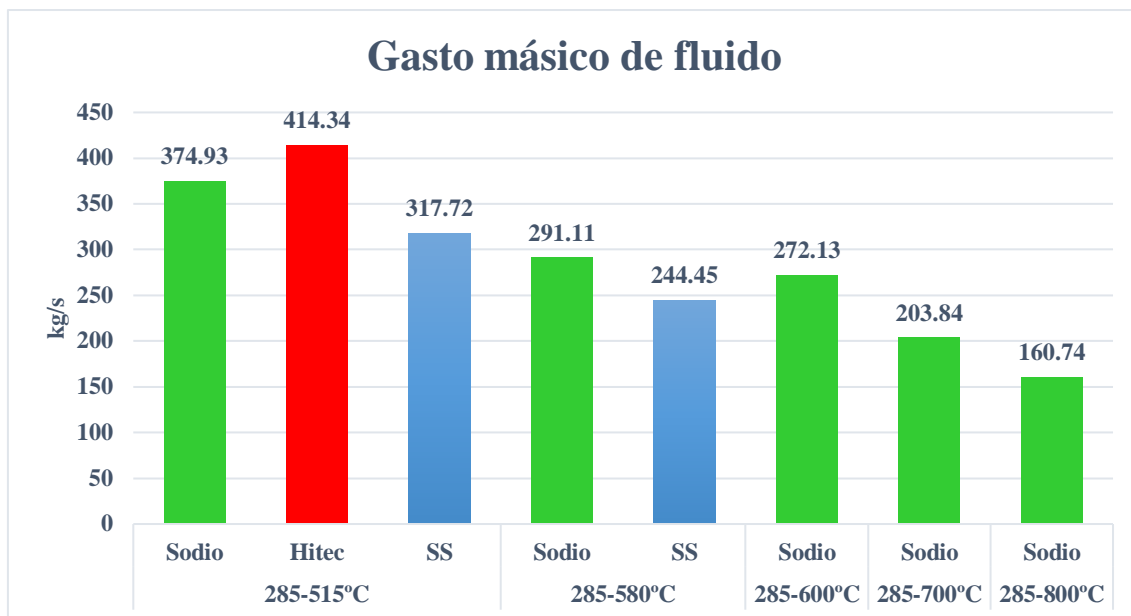


Figura 4.15: Gasto másico de fluido que circula por el receptor

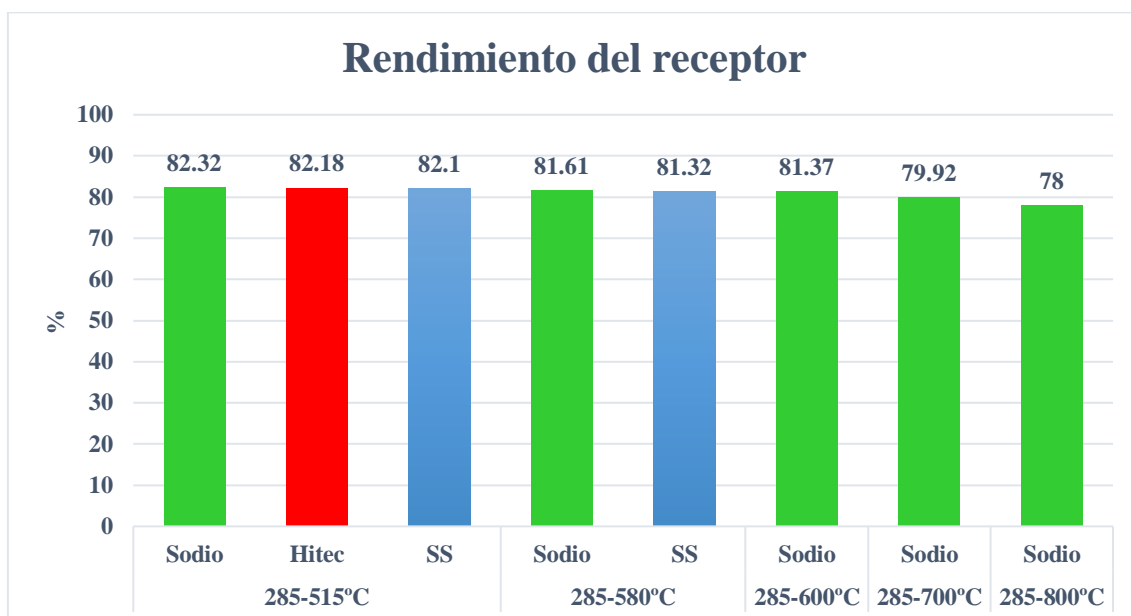


Figura 4.16: Rendimiento del receptor

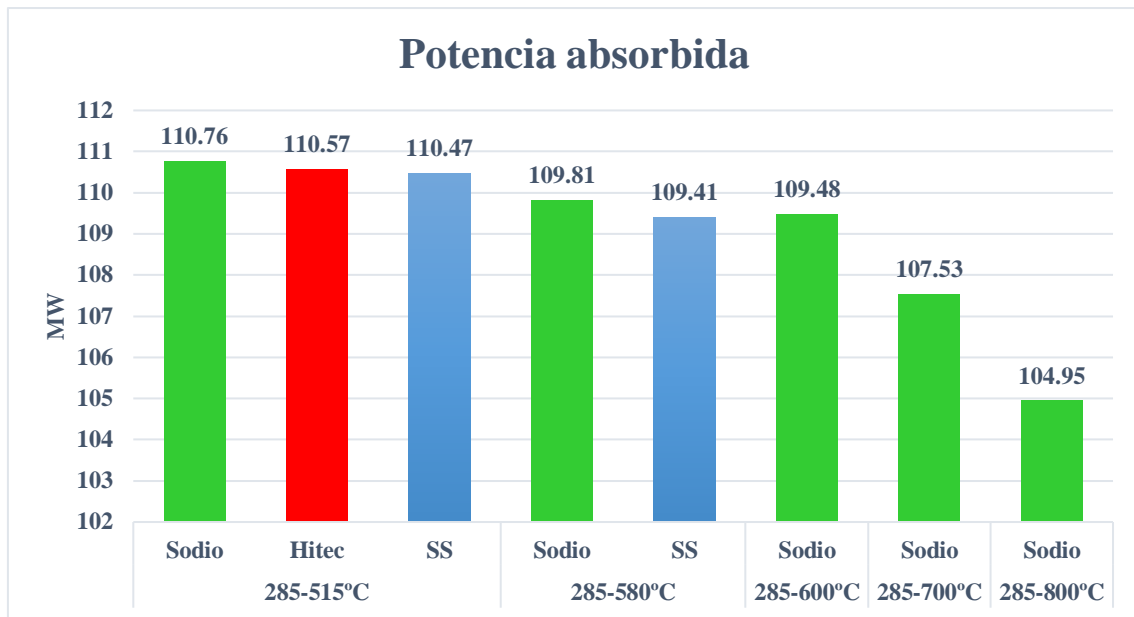


Figura 4.17: Potencia absorbida en el receptor

Con todos los datos termodinámicos reunidos resulta más sencillo comparar los distintos fluidos de trabajo. Se observa como en todos los rangos de temperatura el coeficiente de transferencia de calor h es mayor para el sodio, siendo más de 3 veces el de Hitec y casi 5 veces el de las Sales Solares. Por este motivo en el caso del Sodio la diferencia de temperaturas entre tubo y fluido es mucho más pequeña, demostrando ser un mejor refrigerante. También hay que apuntar la ya mencionada tendencia descendiente de h al aumentar la temperatura de salida, lo que se resume en mayores diferencias de temperatura entre pared y fluido. Este dato es importante especialmente para las sales ya que son menos estables a altas temperaturas.

Los valores de pérdida de carga entran en los límites permitidos (hasta 20 bares) para los 3 fluidos. En rangos de operación comunes, el Sodio presenta valores más elevados, en torno 1.3 veces la de Hitec y más de 2 veces la de las Sales Solares. La pérdida de carga disminuye al aumentar la temperatura de salida del receptor, y para el caso del Sodio saliendo a 800°C se consigue la menor pérdida de carga (2.86 bar) de los ejemplos estudiados.

Igualmente, el caudal másico necesario disminuye al aumentar la temperatura de salida. Observando los 3 fluidos necesitan valores del mismo orden de magnitud aunque Hitec tiene valores algo mayores, seguido del Sodio y de las Sales Solares.

En último lugar, los fluidos presentan rendimientos muy parecidos cuyas diferencias las originan las distintas pérdidas de potencia por radiación y convección. En el caso del Sodio las temperaturas de tubo son menores por tanto presenta un rendimiento ligeramente mayor que las sales fundidas. En el rango 285-515°C el Sodio ofrece un rendimiento del 82.32%, 0.14% más que Hitec y 0.22% más que las Sales Solares. Aumentando el rango de operación la diferencia

con las Sales Solares crece hasta un 0.29%. Al tener un rendimiento mayor, para un mismo flujo de calor, el Sodio necesitaría un campo de heliostatos más pequeño, lo que implicaría un ahorro en material, que por pequeño que sea, el campo solar representa el 50% de los costes de la planta.

En definitiva, se ha diseñado un receptor de potencia térmica en torno a 105-110 MW, del orden de magnitud del receptor de la instalación de Gemasolar, de 120 MW [20]. Como el rendimiento del receptor disminuye con la temperatura, toca analizar los posibles beneficios de temperaturas de salida elevadas en el bloque de potencia.

4.3. Bloque de potencia

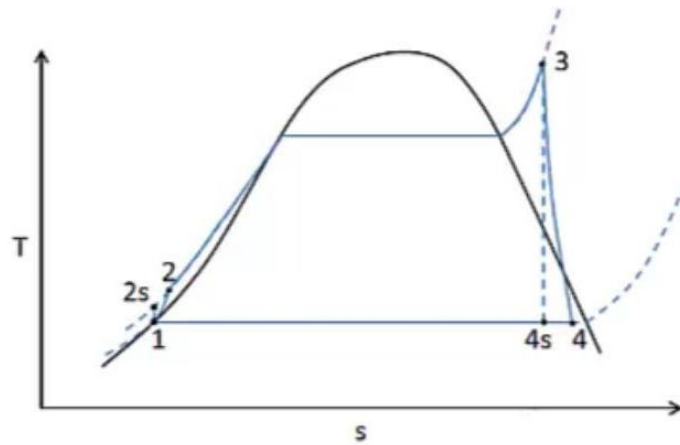


Figura 4.18: Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple

A partir de los resultados del receptor solar y con las condiciones de operación expuestas en el apartado 4.2, se hace una simulación muy sencilla (Cyclepad) del paso del fluido que sale del receptor por el bloque de potencia (ciclo Rankine). Se simularán 5 ciclos Rankine, uno por cada rango de operación estudiado en el receptor, determinando en cada caso la temperatura máxima del ciclo: 485, 550, 570, 670 y 770°C respectivamente.

En cada ciclo, se calculará el rendimiento con la siguiente expresión:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{int}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{int}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (84)$$

Adicionalmente, se hallará la potencia neta generada para cada fluido de trabajo, que será diferente en cada caso ya que los fluidos no absorben la misma potencia en el receptor. Para ello es necesario conocer el caudal másico de agua que circula en el ciclo, que se deduce del balance

de energía en el intercambiador de calor, considerando que el agua asimila el 60% de la potencia absorbida en el receptor, y el 40% restante iría para el almacenamiento térmico:

$$\dot{m}_{agua}(h_3 - h_2) = 0.6 \cdot Q_{receptor} \quad (85)$$

Quedando:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{0.6 \cdot Q_{receptor}}{h_3 - h_2}$$

Conocido el flujo másico que circula por el ciclo se obtiene la potencia neta producida:

$$W_{neto} = \dot{m}_{agua}(\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}) = \dot{m}_{agua}((h_3 - h_4) - (h_2 - h_1))$$

En cada rango de operación, el rendimiento del ciclo Rankine asociado tendrá un valor único, sin embargo, como los fluidos no absorben la misma potencia en el receptor, el flujo másico de agua variará en cada caso y por ende la potencia neta producida.

Ciclo 1: Rango del receptor 285 – 515°C, $T_{m\acute{a}x} = 485^\circ\text{C}$

Parámetro	1	2	3	4
$T\ (^{\circ}\text{C})$	104.8	105.8	485	104.8
$p\ (\text{bar})$	1.2	100	100	1.2
$h\ (\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$	439,4	450,9	3355	2493
$s\ (\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})$	1.36	1.36	6.55	6.79
χ	saturado	-	-	0.915

Tabla 4.12: Puntos del ciclo Rankine n°1

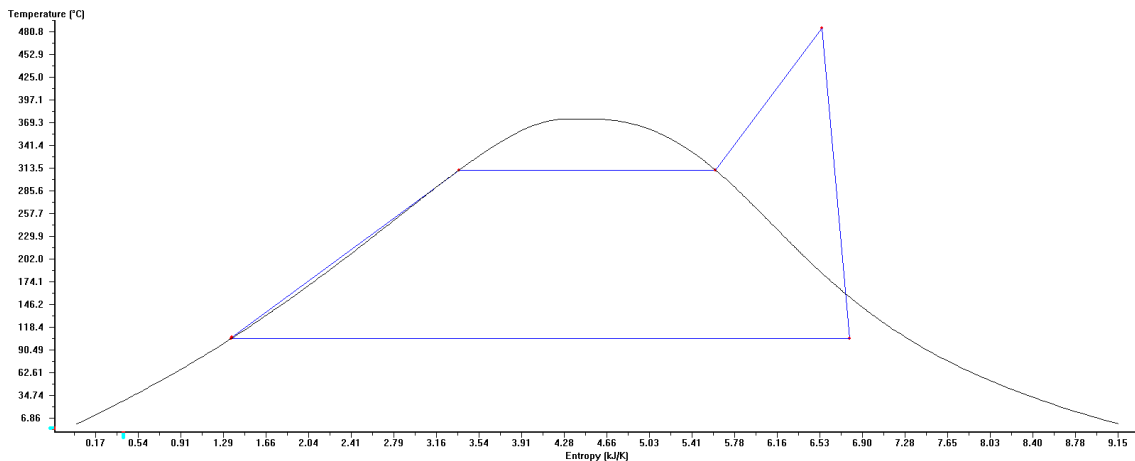


Figura 4.19: Diagrama T-s del ciclo Rankine n°1 en Cyclepad

Ciclo 2: Rango del receptor 285 – 580°C, $T_{m\acute{a}x} = 550^{\circ}\text{C}$

Parámetro	1	2	3	4
$T (^{\circ}\text{C})$	104.8	105.8	550	104.8
$p (\text{bar})$	1.2	100	100	1.2
$h (\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$	439.4	450.9	3501	2581
$s (\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})$	1.36	1.36	6.76	7.03
χ	saturado	-	-	0.954

Tabla 4.13: Puntos del ciclo Rankine n°2

Ciclo 3: Rango del receptor 285 – 600°C, $T_{m\acute{a}x} = 570^{\circ}\text{C}$

Parámetro	1	2	3	4
$T (^{\circ}\text{C})$	104.8	105.8	570	104.8
$p (\text{bar})$	1.2	100	100	1.2
$h (\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$	439.4	450.9	3551	2606
$s (\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})$	1.36	1.36	6.82	7.09
χ	saturado	-	-	0.965

Tabla 4.14: Puntos del ciclo Rankine n°3

Ciclo 4: Rango del receptor 285 – 700°C, $T_{m\acute{a}x} = 670^{\circ}\text{C}$

Parámetro	1	2	3	4
$T (^{\circ}\text{C})$	60.07	60.78	670	60.07
$p (\text{bar})$	0.2	100	100	0.2
$h (\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$	251.5	262.8	3796	2483
$s (\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})$	0.8322	0.8356	7.09	7.53
χ	saturado	-	-	0.9465

Tabla 4.15: Puntos del ciclo Rankine n°4

Ciclo 5: Rango del receptor 285 – 800°C, $T_{m\acute{a}x} = 770^{\circ}\text{C}$

Parámetro	1	2	3	4
$T (^{\circ}\text{C})$	49.43	50.07	770	49.43
$p (\text{bar})$	0.12	100	100	0.12
$h (\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$	207	218.2	4040	2518
$s (\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}})$	0.6966	0.7	7.34	7.86
χ	saturado	-	-	0.9697

Tabla 4.16: Puntos del ciclo Rankine n°5

Los resultados se resumen en la siguiente tabla:

Rango de operación (°C)	285-515			285-580		285-600	285-700	285-800
Fluido	Sodio	Hitec	Sales Solares	Sodio	Sales Solares	Sodio	Sodio	Sodio
$\eta_{receptor}$ (%)	82,32	82,18	82,1	81,61	81,32	81,37	79,92	78
$T_{m\acute{a}x,ciclo}$ (°C)	485			550		570	670	770
η_{ciclo} (%)	28,8			29,79		30,11	36,84	39,53
W_{neto} (MW)	28,706	28,657	28,629	29,437	29,33	29,669	35,653	37,34
η_{helio} (%)	50			50		50	50	50
η_{global} (%)	11,85	11,83	11,82	12,16	12,11	12,25	14,72	15,42

Tabla 4.17: Resultados del bloque de potencia

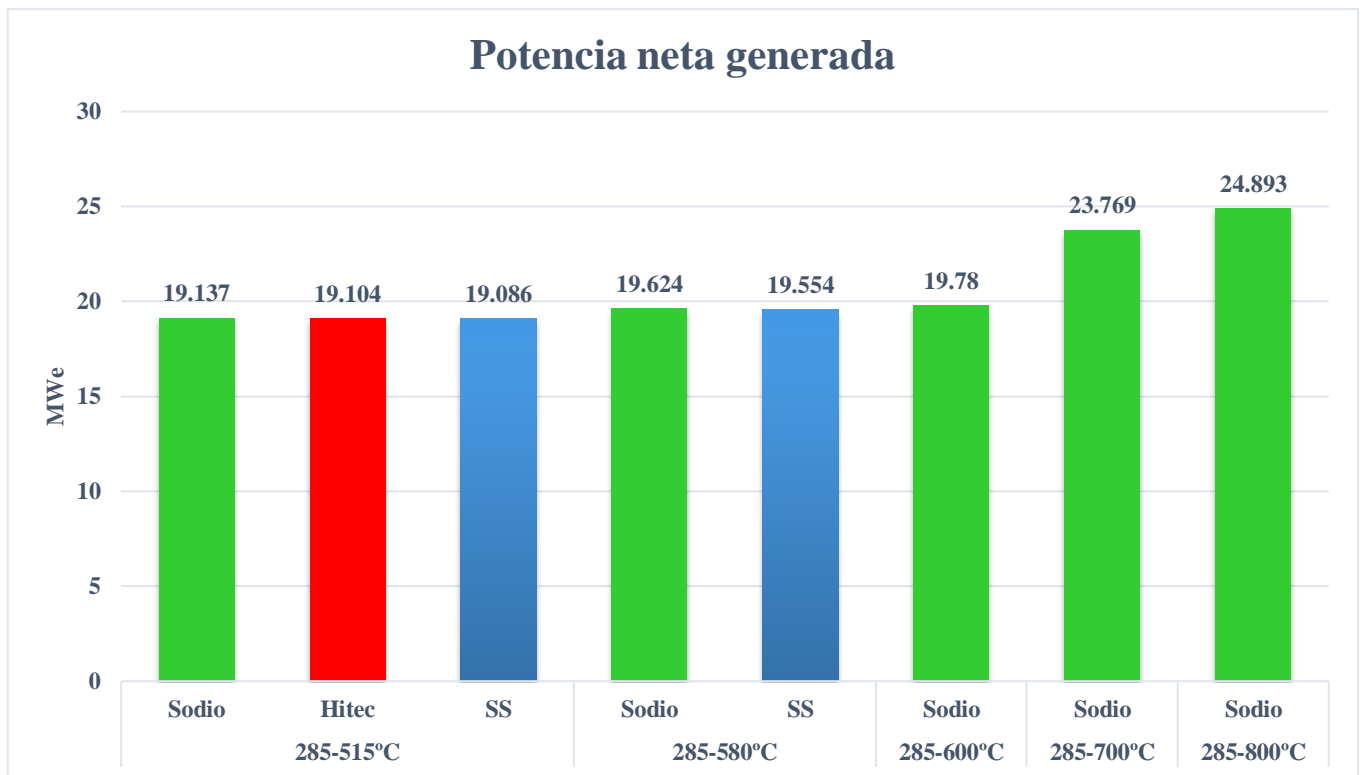


Figura 4.20: Potencia neta generada

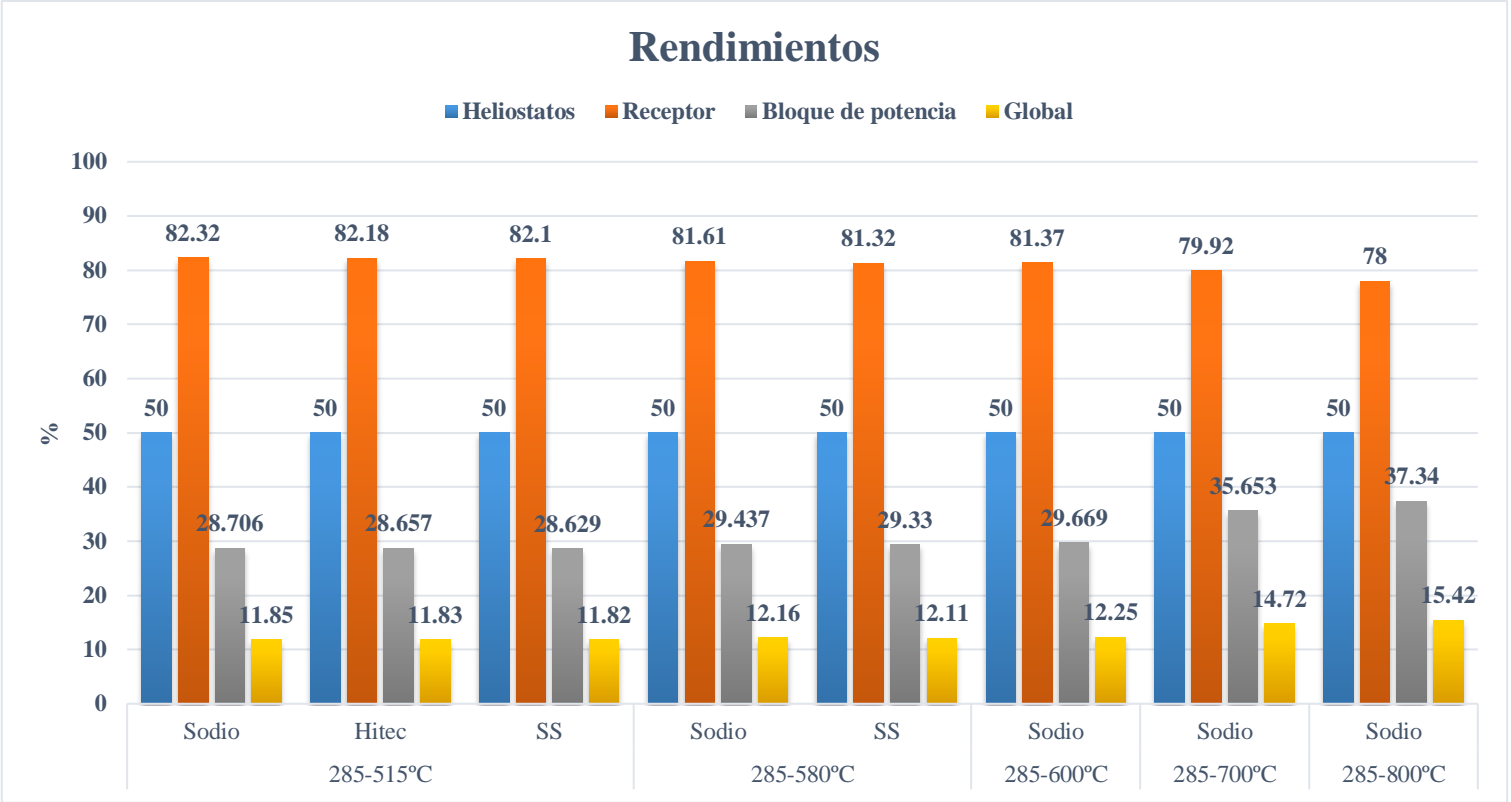


Figura 4.21: Rendimientos

La tabla 4.17 muestra como al aumentar la temperatura de salida del receptor y por tanto la temperatura máxima de ciclo, el rendimiento de éste último aumenta considerablemente. En los rangos de operación compatibles con las sales fundidas y el sodio obtenemos rendimientos del 28.8 y 29.79%, sin embargo, en rangos soportados solo por el Sodio el rendimiento mejora notablemente, pasando a ser del 30,11% en el rango 285-600°C, 36.84% en 285-700°C y 39.53% en 285-800°C. Esto quiere decir que considerando un rendimiento del campo de heliostatos en torno al 50%, se consiguen rendimientos globales entre 11.85% en el rango de operación común a sodio y sales, y hasta 15.42% si el sodio se calienta hasta los 800°C en el receptor.

En cuanto a la potencia neta producida, se consiguen valores desde los 19 MW en 285-515°C hasta casi 25 MW si se lleva el Sodio hasta los 800°C. En todos los rangos de operación la potencia neta producida por el Sodio es ligeramente mayor a la de las sales debido a que absorbe algo más de potencia en el receptor. El factor diferencial del Sodio es su capacidad de funcionamiento a altas temperaturas, que pese a empeorar el rendimiento del receptor, mejora el rendimiento del bloque de potencia (y en consecuencia la potencia neta generada) generando rendimientos globales mayores.

4.4. Almacenamiento

Hay que recordar que la forma convencional de almacenar los fluidos de trabajo es en 2 tanques, sin embargo en este trabajo se ha querido analizar también el almacenamiento en un solo tanque, diseño probado en pequeña escala para sales fundidas. Para este último método, se decide seguir el ejemplo de Niedermeier et al [7] y utilizar cuarcita (“quartzite”) como material de relleno.

A continuación se calculará el coste medio de almacenamiento de los distintos fluidos de trabajo, así como su energía por unidad de volumen, que nos dará información sobre el volumen de almacenamiento necesario.

Es importante notar que tanto el coste medio de almacenamiento como la energía por unidad de volumen dependen del coste y de las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, y que éstas varían con la temperatura. Por este motivo para cada rango de operación, se halla un valor medio de cada propiedad con el programa elaborado en Matlab.

El precio de los fluidos y del material de relleno es independiente del rango de operación. Los valores encontrados en la bibliografía [7,21] son:

Fluido	coste (€/kg)
Sodio	2,6
Hitec	1,92
Sales Solares	0,5
Cuarcita	0,5

Tabla 4.18: Precio de los fluidos de trabajo y del material de relleno

285-515°C:

Fluido	$C_{p,m} (\frac{kJ}{kgK})$	$C_{p,v} (\frac{MJ}{m^3K})$	$\rho (\frac{kg}{m^3})$
Sodio	1.28	1.09	853.09
Hitec	1.14	2.04	1775.4
Sales Solares	1.52	2.76	1823.1
Cuarcita	1,20	3,18	2651,00

Tabla 4.19: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-515°C

285-580°C:

Fluido	$C_{p,m} \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$	$C_{p,v} \left(\frac{MJ}{m^3K} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Sodio	1.27	1.08	844.21
Sales Solares	1.52	2.74	1798.4
Cuarcita	1,20	3,18	2651,00

Tabla 4.20: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-580°C

285-600°C:

Fluido	$C_{p,m} \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$	$C_{p,v} \left(\frac{MJ}{m^3K} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Sodio	1.27	1.07	841.46
Cuarcita	1,20	3,18	2651,00

Tabla 4.21: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-600°C

285-700°C:

Fluido	$C_{p,m} \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$	$C_{p,v} \left(\frac{MJ}{m^3K} \right)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Sodio	1.27	1.05	827.31
Cuarcita	1,20	3,18	2651,00

Tabla 4.22: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-700°C

285-800°C:

Fluido	$C_{p,m} (\frac{kJ}{kgK})$	$C_{p,v} (\frac{MJ}{m^3K})$	$\rho (\frac{kg}{m^3})$
Sodio	1.26	1.03	812.43
Cuarcita	1,20	3,18	2651,00

Tabla 4.23: Propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo y del relleno en 285-800°C

Conocidos el coste y las propiedades de los fluidos en cada rango de operación, se procede a calcular el coste medio de almacenamiento, así como la energía específica y la energía por unidad de volumen. Los resultados se reúnen en la siguiente tabla:

Almacenamiento	Fluido	$T_{min}(^{\circ}C)$	$T_{max}(^{\circ}C)$	$C_m(\frac{kJ}{kg})$	$C_v(\frac{MJ}{m^3})$	coste ($\frac{€}{kWh}$)
Single-media	Sodio	285	515	294,52	251,25	31,78
	Hitec			263,24	467,35	26,26
	Sales Solares			348,50	635,34	5,17
Dual-media	Sodio			277,79	611,57	9,12
	Hitec			273,67	665,59	9,99
	Sales Solares			289,52	707,59	6,22
Single-media	Sodio	285	580	375,86	317,30	24,90
	Sales Solares			448,96	807,41	4,01
Dual-media	Sodio			356,10	783,17	7,09
	Sales Solares			371,51	905,69	4,85
Single-media	Sodio	285	600	400,84	337,29	23,35
Dual-media	Sodio			380,19	835,88	6,64
Single-media	Sodio	285	700	525,56	434,80	17,81
Dual-media	Sodio			500,60	1098,85	5,02
Single-media	Sodio	285	800	651,01	528,90	14,38
Dual-media	Sodio			621,06	1360,96	4,03

Tabla 4.24: Resultados Almacenamiento

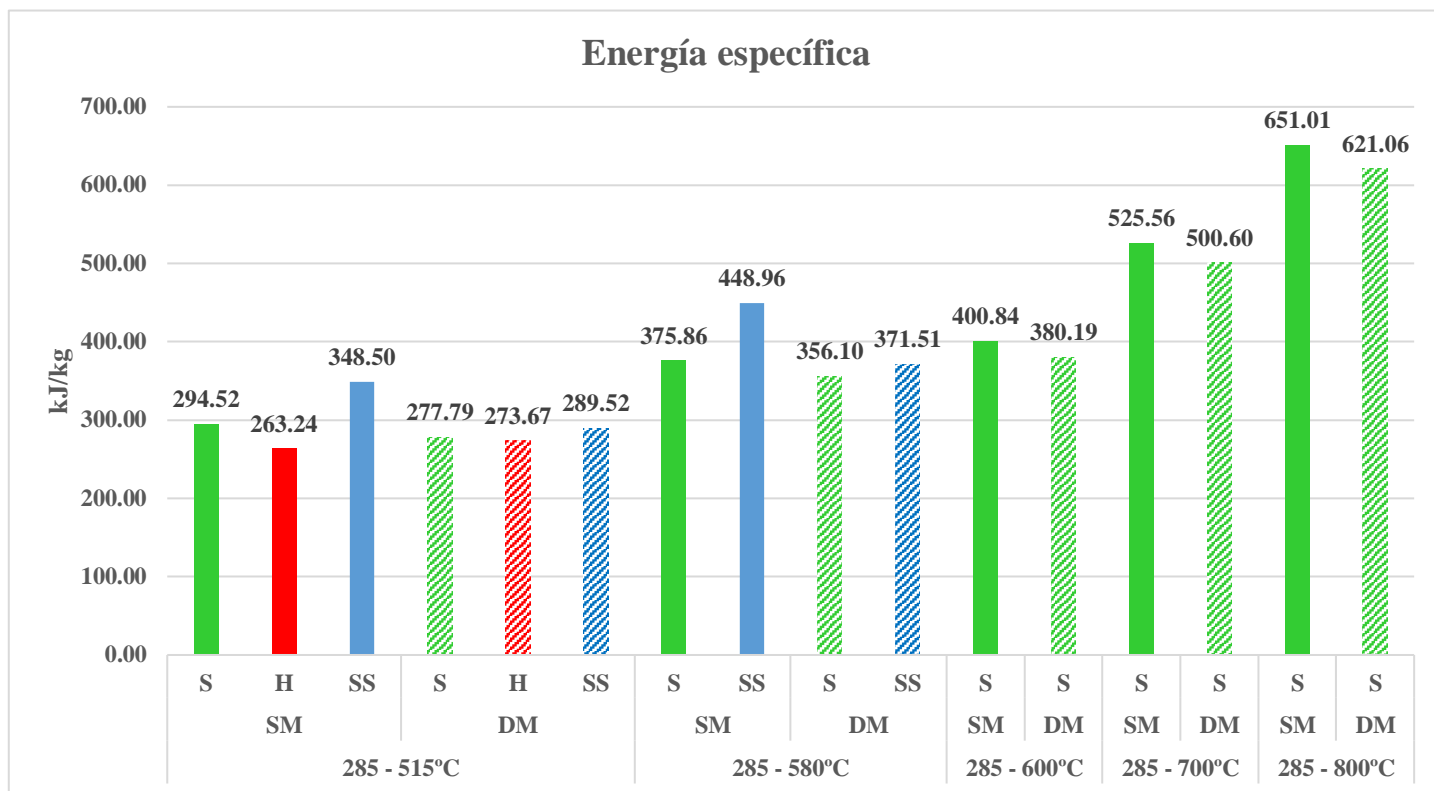


Figura 4.22: Energía específica

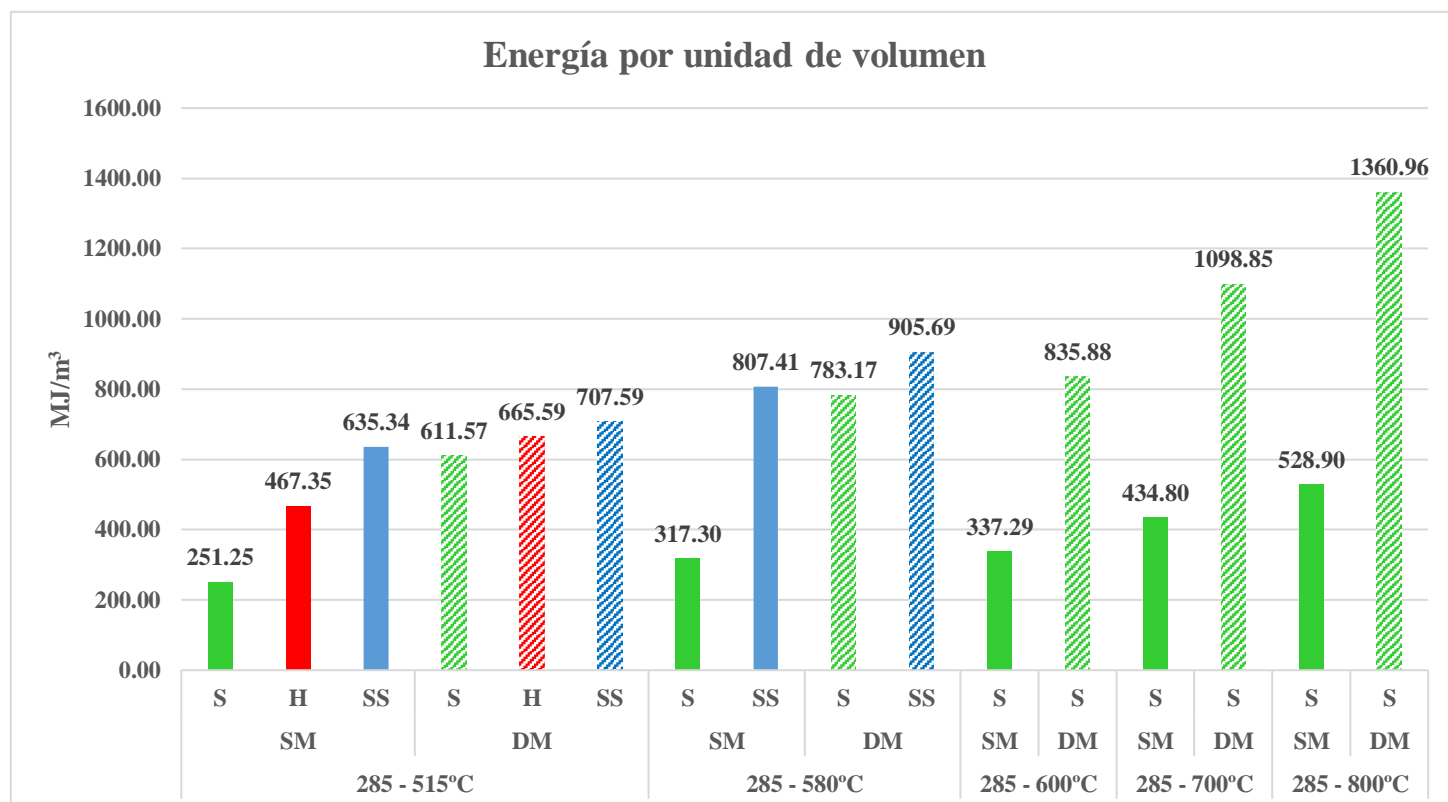


Figura 4.23: Energía por unidad de volumen

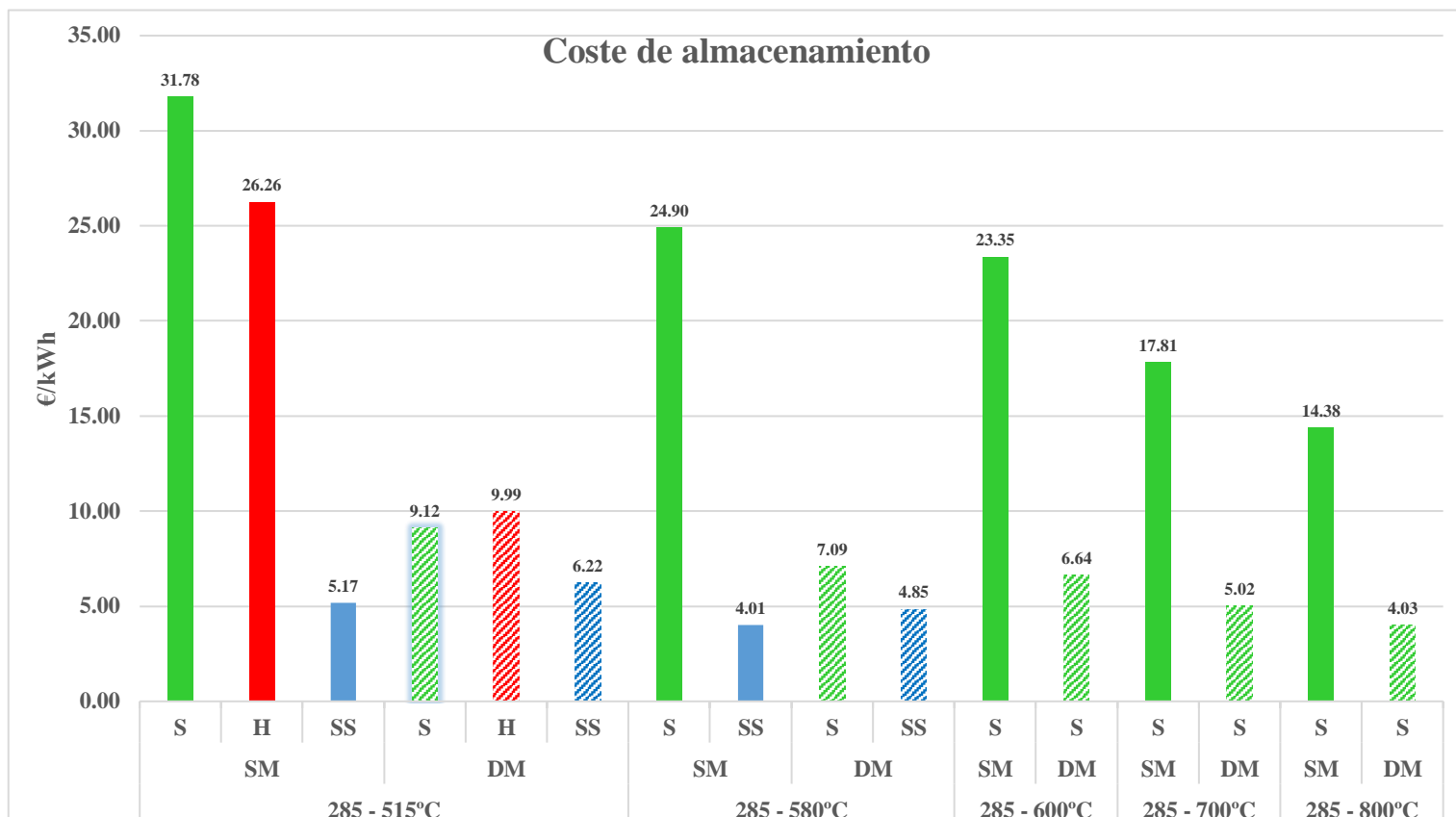


Figura 4.24: Costes de almacenamiento

En la tabla 4.24 se tiene un resumen de los resultados de coste y densidad de almacenamiento en 2 tanques (Single-media) y 1 tanque (Dual-media) para todos los fluidos de trabajo, en distintos rangos de temperatura. Es importante notar que para tener un bajo coste de almacenamiento es fundamental una energía específica elevada, así como una alta energía por unidad de volumen es indispensable para disminuir el volumen de almacenamiento y la potencia de bombeo requerida [5].

Llama la atención que el almacenamiento en un solo tanque no parece adecuado para las Sales Solares, ya que al mezclarlo con el material de relleno disminuye el volumen del almacenamiento necesario pero aumenta su coste por kWh. Esto se debe en parte a que las Sales Solares son de por sí una sustancia muy barata (0.5 €/kg) y que el material de relleno no mejora sus propiedades.

En almacenamiento en 2 tanques, las Sales Solares no tienen rival ya que su almacenamiento cuesta 5 veces menos que Hitec y 6 menos que el Sodio. Es interesante apuntar que al ampliar el rango de operación, el coste de almacenamiento disminuye, sin embargo el coste mínimo para el Sodio sería de 14.38 €/kWh en 285-800°C por 4.01 €/kWh para las Sales Solares en 285-580°C.

Por otro lado, es interesante observar el efecto del material de relleno en las propiedades de almacenamiento. La energía específica desciende para todos los fluidos, con un efecto mucho

mayor para las Sales Solares con un descenso del 17%, por un 5% del Sodio y un 4% del Hitec. Esta diferencia sumada a que el relleno cuesta lo mismo que las Sales Solares y mucho menos que Hitec y Sodio, hace que el coste de almacenamiento disminuya para Sodio y Hitec y no para las Sales Solares. En almacenamiento en un solo tanque, la variación en los costes por kWh se resume en un descenso del 71% para el Sodio, un 62% para Hitec y un aumento del 20% para las Sales Solares. Pese a que es un descenso muy fuerte, el coste de almacenamiento para Sodio y Hitec en 285-515°C y 285-580°C es prácticamente el doble que para las Sales Solares en dos tanques (4.01 €/kWh). En estos rangos de operación parece que indiscutiblemente las Sales Solares son la mejor opción, sin embargo el Sodio puede calentarse hasta temperaturas mucho mayores, mejorando sus prestaciones de almacenamiento. En 285-600°C el coste de almacenamiento del Sodio pasa a ser de 6.64 €/kWh, en 285-700°C de 5.02 €/kWh y en 285-800°C de 4.03 €/kWh, lo que iguala prácticamente a las Sales Solares.

En relación a la energía por unidad de volumen en 2 tanques, las Sales Solares tienen valores 2.5 veces superiores al Sodio y 1.4 veces al Hitec. Visto de otro modo, para almacenar la misma cantidad de energía, el Sodio necesita un volumen 2.5 veces mayor que las Sales Solares, y Hitec uno 1.4 veces mayor. En consecuencia además de tener un almacenamiento mucho menos costoso en 2 tanques, las Sales Solares necesitan menos volumen para almacenar la misma cantidad de energía.

Sin embargo, en almacenamiento en un solo tanque, el relleno incrementa la energía por unidad de volumen de todos los fluidos, causando un aumento del 12% para las Sales Solares, 42% para Hitec, y 150% para el Sodio. En rangos de operación comunes a los 3 fluidos, los valores para Sales Solares siguen siendo la mayores, en torno a 1.2 veces los del Sodio y 1.1 veces los de Hitec. Por tanto, en rangos de temperatura comunes, no se justifica usar Sodio o Hitec por delante de las Sales Solares ya que además de tener un almacenamiento más caro (entre 40 y 60% más), requieren de un volumen mayor para almacenar la misma cantidad de energía. No obstante, calentando el Sodio hasta 700 y 800°C se obtienen energías por unidad de volumen mayores que la máxima de las Sales Solares, 1098 y 1360 MJ/m³ respectivamente, por 905 de las Sales Solares.

En definitiva, en los rangos de temperatura comunes, las Sales Solares parecen el fluido con mejores prestaciones a nivel de almacenamiento al ser claramente el más económico y al necesitar menos volumen para almacenar los fluidos. Para las sales solares, parece más adecuado el método de almacenamiento convencional en 2 tanques, ya que la diferencia de volumen no es significativa y se consiguen costes por kWh menores. También es importante destacar el potencial del Sodio cuando se calienta hasta temperaturas no soportadas por las sales fundidas. En estos rangos de operación el Sodio llega prácticamente a igualar el coste medio de almacenamiento de las Sales Solares, con una energía por unidad de volumen hasta 1.7 veces mayor.

5. Conclusiones

En el presente trabajo se ha realizado un análisis para comprender las posibles ventajas de utilizar Sodio por delante otros fluidos (aceites, sales fundidas y gases) en una planta de concentración solar con receptor exterior. Para ello se ha elaborado un programa en Matlab que simula al receptor solar, se ha utilizado un sencillo modelo en Cyclepad para calcular el bloque de potencia y se han estimado los costes y volúmenes de almacenamiento de cada fluido en uno (dual-media) y dos tanques (single-media).

5.2. Resultados

En primer lugar se verifica que el aceite térmico Therminol VP1 y los gases estudiados (Aire, Dióxido de Carbono e Hidrógeno) son inadecuados para este tipo de receptores, al superar el límite de pérdida de carga recomendado (20 bares). El estudio se reduce a la comparación del Sodio con las sales fundidas: Hitec y Sales Solares.

El sodio demuestra ser un refrigerante más eficiente de los tubos de receptor, ya que presenta diferencias de temperatura entre pared y fluido menores que las sales fundidas. Esto se debe a que su coeficiente de convección interna h es prácticamente 4 veces mayor. Por tanto, las temperaturas de tubo son menores para el Sodio, lo que reduce las pérdidas por radiación y convección y hacen que el rendimiento del receptor sea más alto que con las sales fundidas.

Al aumentar el rango de operación en el receptor, descienden el gasto másico necesario y la pérdida de carga, pero también el rendimiento del receptor. Calentando hasta los 800°C, temperatura solo aguantada por el Sodio, éste último obtiene los valores más bajos de pérdida de carga y gasto másico, lo que disminuiría por un lado la potencia de alimentación de la bomba y por otro la cantidad de fluido a circular por el receptor.

Para el ciclo de potencia se simula un ciclo de vapor Rankine subcrítico en el que se observa cómo a mayor temperatura máxima de ciclo, mayor rendimiento. Por tanto, a mayores temperaturas de salida en el receptor, menores rendimientos en él pero mayores rendimientos en el bloque de potencia. Como el Sodio soporta temperaturas mucho más altas que las sales, esto termina siendo una ventaja para él, obteniéndose rendimientos máximos globales de la planta del 15%, por un 12% con las sales solares.

En el estudio del almacenamiento se confirma como a mayor rango de operación, menor volumen y coste de almacenamiento. En el sistema de almacenamiento en 2 tanques las Sales Solares son indiscutiblemente el mejor candidato al necesitar menos volumen y costar en torno a 6 veces

menos que el Sodio y el Hitec. Pese a que puede calentarse a temperaturas más altas, el almacenamiento del Sodio continúa siendo mucho más caro. Sin embargo, al almacenar los fluidos en un solo tanque, el volumen y coste de almacenamiento disminuyen considerablemente, para el Sodio. Calentado hasta los 800°C, el volumen de almacenamiento del Sodio sería tan solo el 60% del menor volumen de las sales solares (en 2 tanques), y su coste de almacenamiento sería igual de competitivo.

5.3. Coste del proyecto

Dado que este trabajo es meramente teórico, los costes del proyecto incluyen únicamente el salario del alumno (ingeniero junior) y de la tutora académica (ingeniero senior), licencias software, material de trabajo y gastos generales.

Concepto	Cantidad	Valor	Coste (€)
Horas de ingeniero junior	800	15 €/hora	12000
Horas de ingeniero senior	15	50 €/hora	750
Ordenador portátil	1	700 €/ud	900
Material de oficina	-	-	50
Licencia Microsoft Office	1	150 €/ud	150
Licencia Matlab	1	200 €/ud	200
Licencia Cyclepad	1	Gratis	0
Gastos generales	-	-	3000
Total			17800 €

Tabla 5.1: Presupuesto del proyecto

5.4. Crítica a los resultados

Como crítica a los resultados hay que mencionar que al despreciar la transferencia de calor por conducción se comete un error de cálculo, sobre todo con el Sodio, cuyos números de Biot son los más bajos. Adicionalmente, se desconoce cómo reaccionaría el Sodio con el material escogido (Inconel), así como en un almacenamiento en un tanque, donde el material de relleno utilizado debería estar libre de agua para evitar una violenta reacción química. Por último, por simplificar la solución se simula un bloque de potencia básico, aunque en realidad se utilizan ciclos termodinámicos con 3 niveles de presión.

Pese a estas consideraciones, se ha comprobado que si sus limitaciones son superadas, el Sodio tiene potencial para funcionar en las plantas termosolares del futuro puesto que demuestra ser un refrigerante eficiente en el receptor, genera rendimientos globales más elevados que las sales, y si el almacenamiento en un tanque continúa desarrollándose, conseguiría costes de almacenamiento muy competitivos.

5.5. Líneas futuras de estudio

Para futuras investigaciones se podría intentar cuantificar la transferencia de calor por conducción del Sodio, así como comprobar los posibles beneficios de llevar al Sodio a su fase gaseosa (a partir de 873°C). Por otro lado, sería interesante pasar al régimen supercrítico en el bloque de potencia para aumentar su rendimiento, y por supuesto persistir en el estudio del almacenamiento del fluido en un único tanque.

ANEXOS

A continuación se mostrará el código Matlab elaborado para la simulación del receptor de la torre solar. Se expondrá únicamente el programa diseñado para el Sodio, así como las funciones utilizadas en su caso ya que para el resto de fluidos de trabajo el resultado es prácticamente idéntico.

Simulación del Receptor en Matlab

Nombre del archivo: Sodio.m

```
%SIMULACIÓN DEL RECEPTOR EXTERNO DE UNA TORRE DE CONCENTRACIÓN SOLAR

% Dimensiones panel y tubos
%Todas las longitudes se expresan en metros

%Geometría del receptor
Dtorre=8.4; %Diámetro del receptor de la torre
Rtorre=Dtorre/2; %Radio del receptor de la torre
Nplacas=18; %Número de paneles en el receptor
Ltubo=10; %Longitud de los tubos
Lplaca=Ltubo; %Longitud de los paneles
base=Rtorre/tan(pi/2-pi/(Nplacas-1)); %polígono de Nplacas lados
    inscrito en la circunferencia de la torre
Anchoplaca=2*base; %Ancho de los paneles
Areaplaca=Lplaca*Anchoplaca; %Área de un panel
Dext=0.025; %diámetro externo de los tubos
e=0.0012; %espesor tubos
Dint=(Dext-2*e); %diámetro interno
b=0.002; %separación entre tubos inicial

%Propiedades del material de los tubos (Inconel 625)
Emtubos=0.8; %emisividad de los tubos
Ktubo=18.5; %conductividad tubos (W/mK)Inconel
ExpTubo=14.3*10^-6; %Expansión térmica media Inconel 625 (/°C)
Etubo=172.3*10^9; %Módulo de elasticidad medio Inconel 625 (Pa)
UTS=800*10^6; %Ultimate tensile strength del Inconel 625 (Pa)
poisson=0.3; %coeficiente de poisson medio del Inconel 625

%Ambiente
Tamb=25+273.15; %Temperatura del ambiente (K)
P=1; % presión en bares
Emsuelo=0.955; % emisividad del suelo
Empanel=0.2; % emisividad de cada panel
Emaire=0.8;
g=9.81; %gravedad (m/s^2)

%Datos Térmicos
m=290; % gasto másico inicial (kg/s)
fp=2; % flow path / sendero

Tin=285+273.15; % temperatura de entrada en el receptor
Tout=580+273.15; %temperatura de salida en el receptor
rad = radheliostatosaim20; % Vector flujo de calor incidente en el
receptor (W/m^2)
sigma=5.67*10^-8; %constante de Steffan Boltzmann
```

```

Nc=43; % Número de porciones en que separamos cada tubo
Lc=Ltubo/Nc; %longitud de cada porción

% CÁLCULO DE SEPARACIÓN ENTRE TUBOS b (real)
Ntubos=floor(Anchoplaca/(Dext+b)); % número de tubos por panel
b=Anchoplaca/Ntubos-Dext; % nueva separación entre tubos

B=(b+Dext)/Dext; %factor geométrico
Fgt=1-1/B*((B^2-1)^0.5-acos(1/B)); % Factor de visión
Emef=(1/(Fgt*(2-Fgt))+B/pi*(1/Emtubos-1))^-1; %Emisividad Efectiva
Rtaire=Ntubos*Nc/Areaplaca*(1/Emef+(1/Emaire-1));% Resistencia térmica
tubo-aire
absor=0.95;

% PRIMER CASO: Sodio en estado líquido circula por el receptor de la
torre

errortemperatura=2; %Valor >0,01 para entrar en el bucle while
mtubo=m/(Ntubos*fp); %gasto másico de fluido en cada tubo

i=0; %indicador de número de iteraciones
trozos=Nc*Nplacas/2; %número total de porciones analizadas

%se realiza este bucle hasta que la temperatura de salida es la
deseada
while errortemperatura>0.01
    i=i+1;
    trozo=0; %reinicialización del n° de porción de cálculo
    T1=Tin; %temperatura de entrada en la primera porción
    Qradtot=0; %reinicialización de las pérdidas por radiación
    acumuladas
    QNatot=0; %reinicialización de la potencia absorbida por el sodio
    acumulada
    perdidadecargaNa=0; %reinicialización de la pérdida de carga
    acumulada

    %se realiza este bucle hasta que se calculen todas las porciones
    del
    %receptor

    for n=1:1:(trozos) %Calculamos para todos los trozos de tubo de
    media torre: 1 tubo/panel
        trozo=trozo+1; %indicador del n° de porción calculada
        [dens,Cp,K,visc]=propiedadesSodLiq(T1); %función para hallar
        las propiedades del sodio

        Uext=coefUext(mtubo,Dint,Dext,Lc,Ktubo,Cp,visc,K); %función
        para hallar el Uext en la porción
        Uint=coefUint(mtubo,Dint,Lc,Cp,visc,K); %función para hallar
        el Uint de la porción

        densNa(n)=dens; %vector densidad del sodio (un valor por
        porción)
        CpNa(n)=Cp; %vector Calor específico
        KNa(n)=K; %vector conductividad
        viscNa(n)=visc; %vector viscosidad
        ReNa(n)=4*mtubo/(pi*Dint*visc); %vector n° de Reynolds

```

```

vNa(n)=mtubo/(dens*pi*(Dint^2)/4); %vector velocidad
PrNa(n)=visc*Cp/K; %vector n° de Prandtl
NuNa(n)=4.8+0.0167*ReNa(n)^0.85*PrNa(n)^0.95; %vector n° de
Nusselt
hiNa(n)=K*NuNa(n)/Dint; %vector coeficiente de convección
interna
BiNa(n)=hiNa(n)*Dint/4/KNa(n); %vector n° de Biot
HCNa(n)=densNa(n)*CpNa(n); %vector Capacidad calorífica (Heat
Capacity)

f=(0.79*log(ReNa(n)-1.64))^(-2); %factor de fricción

perdidadecargaNa=perdidadecargaNa+f*densNa(n)*(vNa(n)^2)*Lc/(2*Dint);
%pérdida de carga acumulada
pcargaNa(n)=perdidadecargaNa; %vector pérdida de carga

Qhel=rad(n)*Areaplaca/(Ntubos*Nc); %potencia procedente de los
helioestatos
Qsodio1=absor*Qhel; %primera estimación de la potencia
absorbida por el sodio
T2=Qsodio1/(mtubo*Cp)+T1; %calculamos la temperatura de salida
de la porción sin pérdidas

errorcalor=1; %imponemos este valor para entrar en el bucle
while

%Iteración hasta que converja la potencia absorbida
while(errorcalor>0.001)
    Qtubosaire=0;
    Qconvnat = 0;
    G=rad(n);

    Tsext=(T2-T1*exp(-Uext*pi*Dext*Lc/(mtubo*Cp)))/(1-exp(-
    Uext*pi*Dext*Lc/(mtubo*Cp))); %Temperatura de superficie exterior del
    tubo (en el trozo correspondiente)
    Tsint=(T2-T1*exp(-Uint*pi*Dint*Lc/(mtubo*Cp)))/(1-exp(-
    Uint*pi*Dint*Lc/(mtubo*Cp))); %Temperatura de superficie interior del
    tubo (en el trozo correspondiente)

    [Qtubosaire,Qconvnat,Qref,Taire]=perdidas(Tsext,Tamb,Rtaire,Dext,Lc,g,
    sigma,G,absor); %función cálculo de pérdidas

    Qsodio2=Qhel-Qtubosaire-Qconvnat-Qref; %Cálculo de la
    potencia absorbida considerando pérdidas
    T2=Qsodio2/(mtubo*Cp)+T1; %Recálculo de la temperatura de
    salida de la porción

    errorcalor=abs(Qsodio2-Qsodio1)/Qsodio1; %error cometido
    en la iteración

    Qsodio1=Qsodio2; %Se utiliza la potencia estimada tras
    iterar

end

TmedNa(n)=(T1+T2)/2; %vector temperatura media del fluido en
la porción

```

```

TtextNa(n)=Tsext; %vector Ta exterior de tubo en la porción
TtintNa(n)=Tsint; %vector Ta interior de tubo en la porción
QNa(n)=Qsodio1; %vector potencia absorbida por el sodio
QNatot=QNatot+QNa(n); %potencia absorbida por el sodio
acumulada
QcnNa(n)=Qconvnat; %vector pérdidas por convección
QradNa(n)=Qtubosaire+Qref; %vector pérdidas por radiación
UeNa(n)=Uext; %vector Uext
UiNa(n)=Uint; %vector Uint
Qhelio(n)=Qhel; %vector potencia incidente en el receptor
Qradtot=Qradtot+Qhelio(n); %potencia incidente en el receptor
acumulada
TairNa(n)=Taire; %vector temperatura del aire alrededor de los
tubos
mCpNa(n)=mtubo*CpNa(n); %vector producto flujo másico calor
específico
TtexttintNa(n)=TtextNa(n)-TtintNa(n); %vector diferencia de
temperaturas en los tubos
TtextmedNa(n)=TtextNa(n)-TmedNa(n); %vector diferencia de
temperatura entre tubo exterior y fluido
TtintmedNa(n)=TtintNa(n)-TmedNa(n); %vector diferencia de
temperatura entre tubo interior y fluido
ThSNa(n)=TtexttintNa(n)*ExpTubo*Etubo*(1-2*Dint^2/(Dext^2-
Dint^2)*log(Dext/Dint))/(2*(1-poisson)*log(Dext/Dint)); %Estrés
Térmico tubo
RatioThSNa(n)=ThSNa(n)/UTS; %Ratio estrés térmico UTS

if n<trozos
    T1=T2; %temperatura de salida de la porción es la de entrada
de la siguiente
end

end

errortemperatura=abs(T2-Tout) %error entre temperatura de salida
hallada y la impuesta

if T2<(Tout-0.01)
    m=m-errortemperatura*0.05; %ajuste del flujo másico de fluido
    mtubo=m/(Ntubos*fp); %recálculo de flujo másico en los tubos

end

if T2>(Tout+0.01)
    m=m+errortemperatura*0.05; %ajuste del flujo másico de fluido
    mtubo=m/(Ntubos*fp); %recálculo de flujo másico en los tubos
end

end

mNa=m;
mtuboNa=mtubo;

EficienciaNa=QNatot/Qradtot; %rendimiento térmico del receptor

```

Funciones Matlab

Transformación de la matriz de flujo de calor

Nombre del archivo: radheliostatosaim20.m

```
function rad = radheliostatosaim20
filename = 'gemNp18_Eq12h_aim20.mat'; %archivo mapa flujo de calor
archivo = matfile(filename);
A = archivo.CI2d; %matriz 43x108 del flujo de calor

for i=1:43 %se recorren las 43 filas de la matriz
    for j=0:17 %se agrupan los valores en 18 grupos, uno por panel del
receptor
        suma=0;
        for k=1:6 %cada grupo está formado por 6 valores, se halla su
valor medio
            suma=suma+A(i,k+6*j);
        end
        B(i,j+1)=suma/6; %matriz 43x18 de flujo de calor
    end
end
pos=1;

for j=10:18 %nos quedamos con la mitad de la matriz B
    h=j/2;
    if rem(h,1) == 0 %cuando la columna de la matriz B es par, se lee
de abajo a arriba
        for i=43:-1:1
            rad(pos)=B(i,j); %El vector rad va tomando los valores de
B
            pos=pos+1;
        end
    else %cuando la columna de la matriz B es impar, se lee de arriba a
abajo
        for i=1:43
            rad(pos)=B(i,j);
            pos=pos+1;
        end
    end
end
%El vector rad (1x387) se utilizará en la resolución del receptor
solar
```

Propiedades termofísicas

Nombre del archivo: propiedadesSodLiq.m

```
function [dens,Cp,K,visc]=propiedadesSodLiq(T1)
dens=219+275.32*(1-T1/2503.7)+511.18*(1-T1/2503.7)^0.5; %densidad
Cp=(1.6582-8.479*(10^-4)*T1+4.4541*10^-7*T1^2-2992.6*T1^-2)*1000;
%Calor específico
K=124.67-0.11381*T1+5.5226*(10^-5)*T1^2-1.1842*10^-8*T1^3;
%Conductividad
visc=exp(-6.4406-log(T1)*0.3958+556.835/T1); %viscosidad
```

Coeficiente U_{ext}

Nombre del archivo: CoefUext.m

```
function Uext=coefUext (mtubo,Dint,Dext,Lc,Ktubo,Cp,visc,K)

Re=4*mtubo/(pi*Dint*visc); %n° de Reynolds
Pr=visc*Cp/K; %n° de Prandtl
Nu=4.8+0.0167*Re^0.85*Pr^0.93; %correlación específica para el sodio
hint=K*Nu/Dint; %coeficiente de convección interna
Rconv=1/(hint*pi*Dint*Lc); %resistencia de convección interna
Rcond=log(Dext/Dint)/(2*Ktubo*pi*Lc); %resistencia de conducción
térmica
Rens=8.8*(10^-5)/(pi*Dint*Lc); %resistencia de ensuciamiento
Rtot=Rconv+Rcond+Rens; %resistencia térmica total

Uext=1/(Rtot*pi*Dext*Lc); %coeficiente Uext
```

Coeficiente U_{int}

Nombre del archivo: CoefUint.m

```
function Uint=coefUint (mtubo,Dint,Lc,Cp,visc,K)

Re=4*mtubo/(pi*Dint*visc); %n° de Reynolds
Pr=visc*Cp/K; %n° de Prandtl
Nu=4.8+0.0167*Re^0.85*Pr^0.93; %correlación específica para el sodio
hint=K*Nu/Dint; %coeficiente de convección interna
Rconv=1/(hint*pi*Dint*Lc); %resistencia de convección interna
Rens=8.8*(10^-5)/(pi*Dint*Lc); %resistencia de ensuciamiento
Rtot=Rconv+Rens; %Resistencia térmica interna

Uint=1/(Rtot*pi*Dint*Lc); %ceficiente Uint
```

Pérdidas en el receptor

Nombre del archivo: perdidas.m

```
function [Qtubosaire,Qconvnat,Qref,Taire]=perdidas (Tsext,Tamb,Rtaire,De
xt,Lc,g,sigma,G,absor)

Qtubosaire=sigma*(Tsext^4-Tamb^4)/Rtaire; %pérdidas por emisión
Qref=G*(1-absor)*pi*Dext*Lc; %pérdidas por reflexión

Taire=(Tsext+Tamb)/2; %temperatura media del aire alrededor de los
tubos
[v,alfa,k,PrAire]=propiedadesaire(Taire); %función propiedades del
aires (interpolación en tablas de propiedades)
Beta=1/Taire; %coeficiente de expansión térmica
Ra=g*Beta*(Tsext-Tamb)*(Lc)^3/(v*alfa); %n° de Rayleigh

Gr=Ra/PrAire; %n° de Grashof
Nucn=0.098*Gr^(1/3)*(Tsext/Tamb)^(-0.14); %n° de Nusselt convección
natural en superficie cilíndrica
hext=Nucn*k/Lc; %coeficiente de convección externa

Qconvnat=hext*(Tsext-Tamb)*pi*Dext*Lc/2; %Pérdidas por convección
natural
```

BIBLIOGRAFÍA

- [1] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, *A review of studies on central receiver solar thermal power plants*, 2013
- [2] BP Energy Outlook, 2017. Recurso online
<https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energy-economics/energy-outlook-2017/bp-energy-outlook-2017.pdf>
- [3] GreenWorld, 2014. Recurso online
<https://safeenergy.org/2014/09/30/nuclear-heartburn/>
- [4] REN21, *Energías Renovables. Reporte de la situación mundial*, 2016. Recurso online
http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2016/06/GSR_2016_KeyFindings_SPANISH.pdf
- [5] N. Boerema, G. Morrison, R. Taylor, G. Rosengarten, *Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems*, 2012
- [6] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier, G. Flamant, *Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients*, 2015
- [7] K. Niedermeier, J. Flesch, L. Marocco, Th. Wetzel, *Assessment of thermal energy storage options in a sodium-based CSP plant*, 2016
- [8] C. Jung, J. Dersch, A. Nietsch, M. Senholdt, *Technological perspectives of silicone heat transfer fluids for concentrated solar power*, 2015
- [9] SOLUTIA, 2017
<http://twf.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>
- [10] SENDECO₂, 2017. Recurso online
<https://www.sendeco2.com/es/precios-co2>
- [11] Motorpasión, 2013. Recurso online
<https://www.motorpasion.com/coches-hibridos-alternativos/el-precio-del-hidrogeno-obtenido-por-hidrolisis>
- [12] M.R Rodríguez Sánchez, *On the design of solar external receivers*, 2015
- [13] SPECIAL METALS, 2017. Recurso online

<http://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/alloys/inconel/inconel-alloy-625.pdf>

[14] United Performance Metals, 2017. Recurso online

<https://www.upmet.com/products/nickel-alloys/alloy-625?REFERRER=AZOMDOTCOM>

[15] Universidad Carlos III de Madrid, *Apuntes Transferencia de Calor*, 2017

[16] D. L. Siebers, J. S. Kraabel, *Estimating Convective Energy Losses From Solar Central Receivers*, 1984

[17] Clifford K. Ho, *Advances in central receivers for concentrating solar applications*, 2017

[18] C. Mira-Hernández, S.M. Flueckiger, S.V. Garimella, *Numerical Simulation of Single- and Dual-Media Thermocline Tanks for Energy Storage in Concentrating Solar Power Plants*, 2013

[19] M.A. Irfan, W. Chapman, *Thermal stresses in radiant tubes due to axial, circumferential and radial temperature distributions*, 2008

[20] Gemasolar, *Funcionamiento de Gemasolar*, 2017. Recurso online

[21] Murat M. Kenisarin, *High-temperature phase change materials for thermal energy storage*, 2009